For New Technology Network

NTN®

TECHNICAL REVIEW

No. 76

特集●要素技術

October 2008

ISSN 0915-0528 OSAKA, JAPAN

NTN NEWS

要素技術研究開発センターが1月竣工，要素技術及び産機用軸受の開発機能の強化

NTNの桑名地区における研究開発体制の強化を目指し，桑名ビジネスリサーチパーク内に「要素技術研究開発センター」を2009年1月竣工に向け建設中です。

三重県桑名市陽だまりの丘の同パーク内に，免震構造の5階建ての研究本館と別棟の1階建て実験棟の2棟を建設し，延べ床面積は約12,000m^{2}となります。本館は**NTN**精密樹脂(株)製のすべり支承（SSB[*1]）を用いた免震装置を採用し，阪神・淡路大震災クラスの地震に備えるだけでなく，桑名地区事業所の防災センターとしての危機管理機能を持たせます。そして太陽光発電パネルや風力発電機，屋上緑化を設置し省エネと環境に優しい施設としています。又，東に隣接する2号緑地公園では地元ボランティア団体によるゲンジボタルの飼育が行われていることから，東側への光の影響が無いよう配慮し，自然との共生を目指しています。

要素技術研究開発センターには，現桑名研究開発センター（産機技術開発センターに名称変更）にある要素技術研究所と産機商品本部の実験機能の一部が移転します。環境に優しい熱処理技術と材料の開発，ナノ組織レベルでの研究や表面創生による材料の高強度化研究，次世代潤滑剤の開発，そして開発のスピードアップに繋がる解析技術の高度化など，研究開発環境を充実させ**NTN**の競争力の源泉である要素技術の深耕を図ります。また，現桑名研究開発センターと共に，風力発電機・大型建機・医療機器・鉄道車両・航空機等の大形・超大形軸受用評価試験の充実を図り、今後成長が見込まれる産業機械向け商品分野での研究開発機能と，顧客ニーズへの対応力を強化します。

[*1：Super Sliding Bearing]

【要素技術研究開発センターの特徴】

敷　　地：三重県桑名市陽だまりの丘5丁目105番地（桑名ビジネスリサーチパーク内）　約30,000m^2
延床面積：本館5階建て，実験棟1階建て　総床面積　約12,000 m^2
構　　造：**NTN**精密樹脂(株)「弾性すべり支承」を用いた免震構造建屋（本館）
設　　備：太陽光発電，風力発電，屋上緑化，クールピットによるエコ空調

For New Technology Network

NTN TECHNICAL REVIEW No.76

要素技術特集号 ● 目 次

巻頭言 “要素技術”特集号に寄せて 常務取締役 岡田健治 1

【寄 稿】 要素技術と産学連携 東京大学・香川大学名誉教授 木村好次 2

要素技術

【展 望】ころがり軸受の材料・熱処理技術の動向 元要素技術研究所長 中島碩一 10

【論 文】熱処理による浸炭鋼の耐摩耗性向上 要素技術研究所 毛利信之／田口一彦 17

【論 文】航空宇宙軸受用32CrMoV13鋼の深窒化処理 SNR Elemental Bearing Technology Daniel GIRODIN 23

【論 文】速度と信頼性を両立する転動疲労寿命試験の設計方法と試験結果の解釈の方法 要素技術研究所 藤田 工 31

【論 文】高速軸受用グリースの潤滑機構の研究 要素技術研究所 川村隆之 39

【論 文】高強度高分子ゲルの摩擦特性 要素技術研究所 島津英一郎／江上正樹 北海道大学理学研究院 黒川 孝幸／龔 剣萍 45

【論 文】TiN膜の耐摩耗性に及ぼす各種膜特性の影響に関する研究 要素技術研究所 筒井英之 51

【論 文】柔軟性及び耐衝撃性を付与したゴム系アンテナ材料の開発 要素技術研究所 大平晃也 57

【論 文】脳動脈瘤治療用センシングシステムの開発 商品開発研究所 電子応用研究部 永野佳孝 名古屋工業大学大学院教授 藤本英雄 63

【解 説】潤滑剤の状態検出技術の開発 商品開発研究所 電子応用研究部 西川健太郎／石河智海 68

【論 文】工作機械主軸スピンドルの熱解析 産機商品本部 製品設計部 平澤義光／山本幸光 74

【論 文】工作機械用高速円筒ころ軸受の開発 要素技術研究所 森 正継／古林卓嗣 80

産機用商品

【製品紹介】新グリース（MQGS）潤滑アンギュラ玉軸受 産機商品本部 応用設計部 李 璿雨 産機商品本部 製品設計部 前田忠昭 88

【製品紹介】新ジェット（MQCJ）潤滑対応単列円筒ころ軸受 産機商品本部 応用設計部 小杉 太 産機商品本部 製品設計部 野島 進 94

【製品紹介】工作機械用精密軸受の3D電子カタログの紹介 産機商品本部 製品設計部 梅本武彦 99

【製品紹介】ULTAGE®（アルテージ®）シリーズ 工作機械大型旋盤主軸用 大型・長寿命複列円筒ころ軸受 産機商品本部 製品設計部 山本直太 107

【解 説】風力発電機用軸受の技術動向 産機商品本部 応用設計部 二之湯伸幸 産機商品本部 応用設計部 八木壮一 111

【製品紹介】建設機械向けセンサユニットの紹介 産機商品本部 応用設計部 糸見正二／伊藤浩義 118

【製品紹介】事務機用反転ユニット 産機商品本部 応用設計部 真岩 勉 126

精機商品

【製品紹介】第10世代液晶基板対応 大型ガントリーテーブル 精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部 鈴木克義／鈴木直志 132

【製品紹介】フラットパネルの欠陥修正装置用塗布機構一体型リニアチェンジャの開発 精機商品事業部 プロダクトエンジニアリング部 山中昭浩／松島昌良 136

受賞案件の紹介

《2007年度 精密工学会技術賞受賞》

工作機械主軸用MQCJ（Minimum Quantity and Cooling Jet）潤滑アンギュラ玉軸受の開発と実用化 要素技術研究所 森 正継／赤松 良信／古山 峰夫／小杉 太／瀧内 博志 142

新製品紹介 144

NTN TECHNICAL REVIEW No.76

CONTENTS

Preface

Kenji OKADA 1

Contribution

Industry-University Partnerships in R&D of Machine Elements
Yoshitsugu KIMURA Professor Emeritus The University of Tokyo and Kagawa University 2

Elemental Technology

Trends of the Material and its Heat Treatment for Rolling Bearings
Hirokazu NAKASHIMA 10

Improvement of Wear Resistance by Heat Treatment for Carburizing Steel
Nobuyuki MOURI and Kazuhiko TAGUCHI 17

Deep Nitrided 32CrMoV13 Steel for Aerospace Bearings Applications
Daniel GIRODIN 23

Rolling Contact Fatigue Life Test Design and Result Interpretation Methods Maintaining Compatibility of Efficiency and Reliability
Takumi FUJITA 31

Research of Grease Lubrication Mechanism for High Speed Bearings
Takayuki KAWAMURA 39

Friction Properties of Polymer Gel with High Mechanical Strength
Eiichirou SHIMAZU, Masaki EGAMI, Takayuki KUROKAWA and Jian Ping Gong 45

Study on the Effect of Physical Properties on Wear Resistances of TiN Films Coated by Arc-plasma Ion Plating
Hideyuki TSUTSUI 51

Development of Antenna Material Based on Rubber Which Shows Flexibility and High Impact Strength
Kouya OOHIRA 57

Development of Sensing System for Cerebral Aneurysm Treatment
Yoshitaka NAGANO and Hideo FUJIMOTO 63

Monitoring Method of the Deterioration of Lubricant
Kentaro NISHIKAWA and Tomomi ISHIKAWA 68

Heat Transfer Analysis of Machine Tool Main Spindle
Yoshimitsu HIRASAWA and Yukimitsu YAMAMOTO 74

Development of High-Speed Cylindrical Roller Bearings for Machine Tools
Masatsugu MORI and Takuji KOBAYASHI 80

Products for Industrial Machinery

Minimum Quantity base oil of Grease Supply Lubrication Angular Contact Ball Bearings
Sun-Woo LEE and Tadaaki MAEDA 88

Minimum Quantity and Cooling Jet Lubrication Single-row Cylindrical Roller Bearings
Futoshi KOSUGI and Susumu NOJIMA 94

3D Electronic Catalog Introduction for Precision Bearings of Machine Tool
Takehiko UMEMOTO 99

ULTAGE Series Large Size and Long Life Double-row Cylindrical Roller Bearing for Main Spindle of Large Turning Machines
Naota YAMAMOTO 107

Micro HL Tapered Roller Bearing
Takashi UENO 111

NTN Sensor Units for Construction Machine
Shoji ITOMI and Hiroyoshi ITO 118

Direction Change Unit for Office Equipment
Tsutomu MAIWA 126

Precision Apparatus Products

Large Gantry Table for the 10th Generation LCD Substrates
Katsuyoshi SUZUKI and Naoshi SUZUKI 132

Development of Linear Changer with Built-in Pasting Unit for Defect Repair System of Flat Panels
Akihiro YAMANAKA and Akira MATSUSHIMA 136

Our Line of Award Winning Products

2007 JSPE Technology Award
Development and Practical Application of MQCJ-Lubricated Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool Main Spindles
Masatsugu MORI, Yoshinobu AKAMATSU, Mineo KOYAMA, Futoshi KOSUGI, and Hiroshi TAKIUCHI 142

Our Line of New Products 144

要素技術特集号に寄せて

常務取締役
岡田 健治

46億年前に誕生したと言われている地球上で，今起こっている地球温暖化は，化石エネルギーを基盤として経済成長を遂げてきた現代社会にとって，最重要問題となっています。英国での産業革命以降，石油，石炭の燃焼によって二酸化炭素（CO_2）が多く排出され，ここ200年間で大気中の二酸化炭素濃度が25%も増え，地球全体が温室に入っている状態となってしまいました。

このような中，NTNでは，生産活動においてはもとより研究開発においても，環境問題への対応を最重要課題として取り組んでいます。産機分野では，風力発電をはじめとする自然エネルギー利用機器や「モーダルシフト」が進む中での次世代型輸送機器に適用する軸受技術の開発、自動車分野では低燃料化と電動化に対応した製品開発を推進すると共に，それらの基礎となる“要素技術の深耕・拡大”を進めています。バイオプラスチックやレアメタルを削減した新材料，環境にやさしい熱処理技術，ナノ組織レベルでの金属研究，表面創生による高強度化・低摩擦化や次世代材料である高分子ゲルによる低摩擦化及び高度な解析技術の開発などを推進しております。

さて，NTNでは，10月30日～11月4日に開催される第24回日本国際工作機械見本市［JIMTOF 2008］に合わせ，小型・軽量，低トルク（低摩擦），長寿命化などを織り込んだ環境対応型商品を技術面から支える『要素技術特集号』を発行する運びとなりました。本稿では，初めにトライボロジー分野で世界的権威である東京大学・香川大学名誉教授の木村好次先生の「要素技術と産学連携」と題した寄稿文をご紹介させて戴きます。その後，表面創生による耐摩耗性向上や医療分野で適用するセンサ技術などの要素技術，風力発電機用軸受の動向などの産機用商品や精密機器商品，そして昨年度の精密工学会技術賞受賞商品［工作機械主軸用新ジェット（MQCJ）潤滑アンギュラ玉軸受の開発と実用化］を主な構成とし，最近の新技術，新商品等の開発成果を紹介しています。

NTNは，1918年に当時の桑名郡桑名町（現在の三重県桑名市）で玉軸受の研究・製作を始めてから今日までの90年間，常に「顧客満足の品質実現」をめざして新商品開発を行ってきました。これからも「“For New Technology Network”：新しい技術の創造と新商品の開発を通じて国際社会に貢献する」の理念のもと，グローバルな視野に立って，要素技術の深耕による成果を基に，『環境』『安全』『快適』を実現する新たな研究開発を推進し，社会に貢献して参る所存です。

FOR NEW TECHNOLOGY NETWORK

[寄稿文]

要素技術と産学連携

Industry-University Partnerships in R&D of Machine Elements

木 村 好 次 Yoshitsugu KIMURA
東京大学･香川大学名誉教授
Professor Emeritus The University of Tokyo and Kagawa University

先端技術が注目を集める社会において，要素技術はどのような意味をもつのだろうか．先端技術の反意語としての成熟技術の意味とその重要性を実例について検証し，2007年問題として騒がれた技術の伝承と，フロントランナーの前に立ちふさがる“壁”の征服のための“学”の役割に注目して，“産”の現状，“学”の現状をもとに実りある産学連携の方途を考える．

As the antonym of high technology, significance of matured technology is discussed of which technology of machine elements provides an example. The roles of universities in handing down technologies between generations and in clearing the hurdle in front of a front runner are pointed out, and possible ways for fruitful partnerships between industry and universities are discussed.

1. はじめに

名古屋で新幹線から近鉄，あるいは関西線に乗り換えて，木曽川，長良川，揖斐川の鉄橋を渡りきったところに桑名市がある．1918年，当時の桑名郡桑名町で玉軸受の研究・製作を始められたのが，**NTN**の始まりであるそうだから，今年で90周年を迎えられたことになる．多少とも関わりをもたせていただいた人間として，まず心からお祝いを申し上げたい．

90年といえばほぼ1世紀，はるか昔のことだと若い読者は感じられるに違いない．しかしその80%を生きた筆者には，また別の感慨がある．そういうわけで，個人的な述懐からこの稿を始めさせていただこう．

トライボロジーという言葉が世に出た1966年に大学院を終え，助手に採用してもらったのが，東大宇宙航空研究所の曾田範宗先生の研究室であった．それ以来筆者はトライボロジストの道を歩くことになったのだが，1997年に東大を定年でやめ，工学部の創設のお手伝いに香川大学に移った．ところが純粋に工学部で働けた期間は短くて，数年をおかずに大学のマネージメントにたずさわることになった．それはあまりいい経験でもなかったけれど，長年その中にいたトライボロジーを，少し離れてみることになったように思う．

そういう立場から，ここでは機械要素を中心に，その発展のための産学連携についてお話をさせていただくことにしたい．

2. 先端技術とは何をいうのか

10年少し前に100周年を祝った，日本機械学会のマークに歯車が使われているように，機械要素は工学の一つのシンボルであった．

今では大気汚染の原因としか見られない煙突の吐く煙が，産業発展の象徴として校歌に歌われたこともあったそうだから，ま，時代とともに評価が逆転するのはよくある話なのだが，いまどき機械要素を先端技術，ハイテクの分野だと考える人はいないだろう．トライボロジーにしても然り．“ハイテクかローテクか，はたまたノーテクか”なんて嫌味を書いた人もあったから，一つ穴のむじなである．

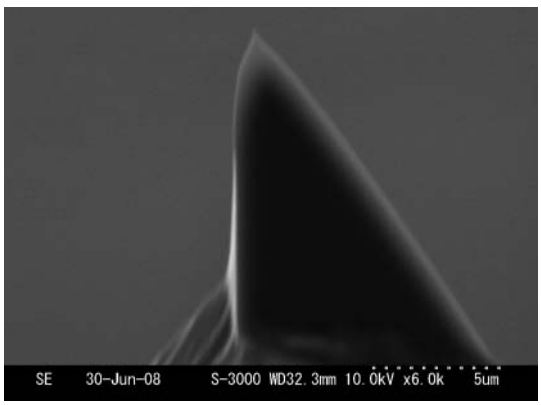


図1 “先端”技術？[1)]
原子間力顕微鏡のプローブ先端
Example of “high-technology” : AFM probe

そもそも先端技術とはどういうものを指すのだろうか．あまり定義のはっきりしないままに使われるようになった言葉だが，筆者は元東大総長の吉川弘之さんが20年前に書かれた定義[2]が気に入っている．

そもそも技術とはすべて進展し続けるものであり，その意味で先端的であるはずなのに，なぜある技術だけを先端技術というのか．吉川さんはこの問いかけから出発した．では先端技術に対立する概念はなにか．先端の反対なら後端かというとそうではなくて，それは成熟技術だというのである．その例として，水に関わる技術を取り上げた．いまではブランド水の市場が大きくなり，その一方で水不足が世界規模の問題になるという時代を迎えているから，ここにも評価の逆転が予想されるが，それは別の話．

吉川さんがいいたかったのはこういうことだ．たとえば水の製造には固有の高度な技術があるけれど，あまりにも深く社会の態様に関わりをもったために，成熟するだけ成熟してしまってもはや画期的な変化が考えられなくなった，そういう技術を成熟技術とまず定義する．そしてこのような成熟技術の量，およびその影響における重要性が大きくなった結果，技術の先端性が相対化して，先端技術という概念が生まれたというのである．

吉川さんは，成熟技術こそが社会を支えるために必要不可欠な，したがってきわめて重要な技術と考えるべきだと指摘しているけれど，ジャーナリズムが“画期的な変化”を好んで採り上げるのはその本性だから，一般の注目が先端技術に集まるのは，いたしかたのないところかも知れない．

3. 先端ばかり追っていると……

いたしかたのないところではあるけれど，では先端技術ばかり追っかけていていいのか，こういう疑問を呈している人がいる[3]．カール・ベッカーさんという，ハワイ大学出身の京大教授で，これがなかなかおもしろい．

以下，都合の良いところだけ引用するけれど，たとえばわが国が先端技術として力を入れているものに，大型液晶テレビがある．北京オリンピックの年でもあるし，地デジへの切り替えが数年先に迫っているという商機でもあって，メーカーが力を入れるのももっともではある．

“しかし世界のニーズで考えると，大型液晶テレビを望んでいる国はほとんどありません”と，ベッカーさんはいうのだ．だいたいデジタル地上放送が考えられるのは，日本のように国土が狭く，異常なほど人口密度が高い国に限られている．中国やアメリカで衛星放送を受信したとすると，テレビに届くまでに信号がかなり劣化して，50インチの大画面で見てもそれほどきれいな画像にはならないから，それらの国では大型液晶テレビの誇る鮮明さをそもそも必要としない．だから国内で成功したとしても，国外に輸出して次世代の経済を支えるものにはなり得ないというわけである．

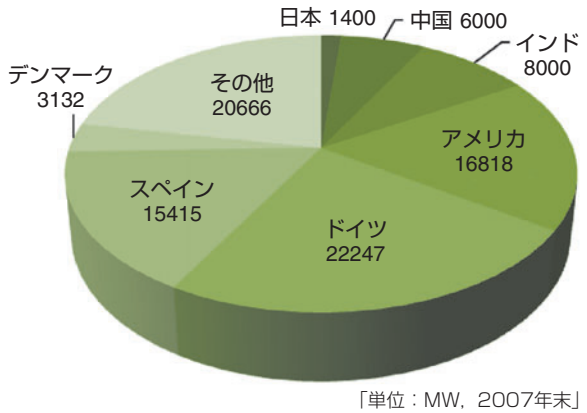
それよりも，とベッカーさんはいう．近未来の世界に必要不可欠な技術として，太陽・地熱・風・海のような自然エネルギー，有機農業，さっき触れた飲料水，リサイクルなどの技術があるではないか．

たとえば自然エネルギーの技術について世界のトップを調べてみると，太陽熱利用技術は1位がドイツで2位がオーストラリア，日本はかろうじてコンペティターの範囲に入っているに過ぎない．地熱発電は1位がアイスランドで2位がイタリア，風力発電はデンマークが1位，海水の温度差発電では，日本よりハワイが進んでいるというわけだ．

後でお話ししたい風力発電の設備容量を図2[4]に示しておこう．この比較ではドイツが1位だが，人口あたりで比べるとデンマークが他を圧しており，ともかくわが国が後塵を拝している事実に変わりはない．

“日本はやる気さえあれば，太陽熱発電においてオーストラリアに負けるわけがない”とベッカーさんは期待を寄せてくれ，近未来の世界的なニーズを無視して“大型デジタル画面ばかりに力を注いでいるのは，ちょっと勘違いといっていいのではないか”と手厳しい．

むろん，先端技術を追うのが悪いというわけではない．悪くはないが，それだけを追っていては世界の中



「単位：MW，2007年末」

図2　世界の風力発電設備容量[4]
Capacity of aerogeneration

での日本の未来は暗い．たとえば太陽エネルギーを“対外的に大幅に安く安定して供給できる国が第二成長期を経験するでしょう．国を挙げてこれをやらない理由はない”とベッカーさんは主張するのだ．

しかし自然エネルギーにしても，有機農業，飲料水，あるいはリサイクルにしても，所詮基盤とする成熟技術の応用で片づくのではないか．そして応用は，器用さを誇る日本の得意とする分野ではないか，そう思われる読者もあるだろう．ところがそう簡単な話ではないのだ．

4. “きくⅥ号”はなぜ失敗したか

もう14年も前のことになるが，技術試験衛星“きくⅥ号”の静止軌道投入失敗という事故があった[5]．筆者も調査のお手伝いをしたので，印象に残っている．

きくⅥ号というのは，図3 [6]のような2トン級の衛星で，1994年8月28日に種子島から打ち上げられ，地球を焦点の一つとする楕円軌道にまず乗せた．ここまではうまくいった．次に遠地点でアポジエンジンと称する小さなロケットを噴いて軌道を変え，静止軌道に乗せる計画であったのだが，打ち上げから2日後，アポジエンジン噴射のコマンドを出した時からおかしくなった．燃焼室の圧力が，計画の1/10ほどにしか上がらなかったのである．いろいろ手を打ってみたのだけれど効果がなく，残念ながら衛星は，楕円軌道に乗ったままになってしまった．

そういうわけで，原因の調査も現物を見るわけにはいかなかったのだが，いろいろ分析した結果，もっとも可能性の高い原因として，次のような現象が考えられた．

問題は，コイルばねにあったのである．このエンジンは，燃料であるヒドラジンと酸化剤N_2O_4を二液推薬弁という一つの弁で制御し，燃焼室へ送り込んで燃焼させるという仕掛けになっていた．その弁の復元ばねが，ロケットで打ち上げるときの振動で横にずれ，弁のピストンとケーシングのすきまに挟まれたために，弁の軸が曲がって計画どおりの制御を行えなくなってしまったのである．

むろん事前の振動試験は行っていたのだが，こういうずれは，同じように作ったばねの何個かに一個でしか起こらないこと，さらにある振動レベル，それもちょうど実際の飛行環境と同程度のレベルでのみ起こることが，事後の解析で分かったのだ．図面だけでは見過ごされてしまうだろうが，コイルばねという代物は軸対称でも面対称でもない．したがってある方向に“ずれる”というような，非対称の運動は起こりうる現象だったのである．

その解析の途上で分かったことは，いまやコイルばねなどというありふれた機械要素のオーソリティーが，少なくともわが国では見あたらないという事実であった．その結果，何百億円を費やした技術試験衛星の命運を，ばね一つの気まぐれな挙動が決める，そういう可能性を，だれも予見することができなかったのだ．

コイルばねは一つの例だが，先端技術とは縁がうすく見える，ありふれた機械要素の技術の伝承を，われわれはないがしろにしてきたのではないか．

図3 “きくⅥ号”[6]
アポジエンジンは本体の上部についていた．
Engineering test satellite-Ⅵ “KIKU No.6”

5. 風力発電における要素技術

もう一つ，ベッカーさんの話に出てきた風力発電の例を紹介しよう．

風力発電は，いま注目を集めている話題の一つだろう[7, 8]．いわゆる新エネルギーの中でも，経済性・効率性および環境性に優れ，発電コストに対する建設コストが低いことから，世界で年15～20%の成長率を示している．商用の風力発電機も年々大型のものが現れ，2007年には6MWのものが試験されたという．

風力発電は，なんといっても巨大なプロペラが印象的だが，取り出せるエネルギーがプロペラ直径の2乗に比例するのに対し，重量は3乗に比例するから，一口に“大きいことは良いこと”ともいえず，発電機の

効率向上，軽量化の技術が追求されている．

図4 [7]に一例をお目にかけるが，プロペラの後ろにあるケース，扇風機ならモーターだけが入っている部分に，さまざまな機構が詰まっている．まずプロペラ軸の軸受があり，プロペラの10～30rpmの回転を発電機の定格速度，1500～2000rpmに上げる増速機があり，そして発電機がある．ここまでは当然だが，風力に対応してプロペラのピッチを変えるピッチ駆動機構，風向に対してプロペラの向きを変える旋回輪，ヨー駆動機構と，風車独特のものがある．さらに給油装置も加わるから，軸受だけでも1基あたり100個を超えるという．自動車1台あたりの約150個とくらべても，半端じゃないことがわかるだろう．

その運転条件には，またきびしいものがある．なにしろ直径何十メートルというプロペラを支持するのだから，主軸の軸受は外径3mを超えるものがあるし，突風によるランダムな高負荷に耐えなければならない．またピッチ駆動機構や旋回輪の軸受は，間欠揺動といういやらしい条件である．さらに高さ100mに達するタワーの上に設置されるから落雷対策が必須であり，設置場所によっては塩害対策，寒冷地対策も必要になる．そして電力の安定供給のために，高い信頼性が求められる．

こう並べてみても，これまでの要素技術の延長で簡単には片づかないことが察せられるだろう．事実，風力発電機192基を擁し，全国の風力発電出力の24%を占める北海道における実情の調査[9]によれば，2004～5年の2年間に，44発電所の延べ270基で合計240件のトラブルが発生した．そのうち最も多かった制御機器の67件に次いで，駆動系機器のトラブルが63件，26%を占めているのである．

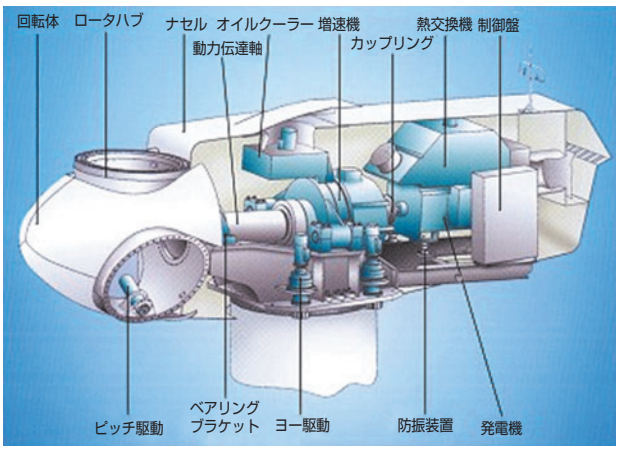


図4　風車発電機の構造例[7]
Example of aerogenerator

そういうわけで，計画どおりの風が吹かないこと，風車が予定どおりの性能を発揮しないことと並んで，トラブルによる停止の多いことが課題に挙げられている．そこで問題になるのが，192基の風力発電機のうち176基，92%が外国製という事実であって，その結果部品調達に時間がかかり，それが停止時間を長くしているというわけなのだ．

この例にも見られるように，ベッカーさんのいう“近未来の世界に必要不可欠な技術”において，機械要素の技術は必須なのであり，その必須な分野でわが国は後れをとっている弊害が，すでに表れているのである．

6. 2007年問題の二つの側面

先端ばかり追っかけた結果，要素技術の伝承が途切れつつあること，しかしながら要素技術は，近未来の必要不可欠な技術においても必須であることをお話しした．

しかしそういうと，技術伝承の危機は何も要素技術に限らないと思われる向きも多いだろう．2007年問題と，一般にいわれているではないか．それはそのとおりなので，ここでそのへんに触れておこう．

いわゆる団塊の世代が一斉に現役を退く時期を迎え，彼らの持っていた技術がうまく引き継げなくなるのではないか．それが2007年問題と呼ばれたものであった．しかしこの問題は，量の側面では遠く将来に尾を引き，さらに質的な側面も無視できない[10]．

わが国の人口ピラミッドは，すでにピラミッドではなくなっている．国立社会保障・人口問題研究所の推計[11]によると，5歳を単位とした人口のピークは，2030年には55～59歳，2055年には80～84歳に移り，ピラミッドというよりはバケツに近くなる．技術を伝承しようにも，伝える相手がいなくなってくるというのが，この問題の量の側面である．

質の側面というのはこうだ．第一世代，すなわち団塊の世代以上の人たちは，わが国の高度成長とほぼ歩みを共にしてきた．彼らは技術導入から出発して，わが国をものづくり大国に育てた苦労人世代であり，自らの経験をマニュアル化してだれでも仕事ができるシステムを作り上げてきたのである．

それに続く第二世代が世に出たのは1970年代後半からであって，その時わが国はすでに高度成長を終え，システムもできあがっていた．彼らは必然的に先輩世

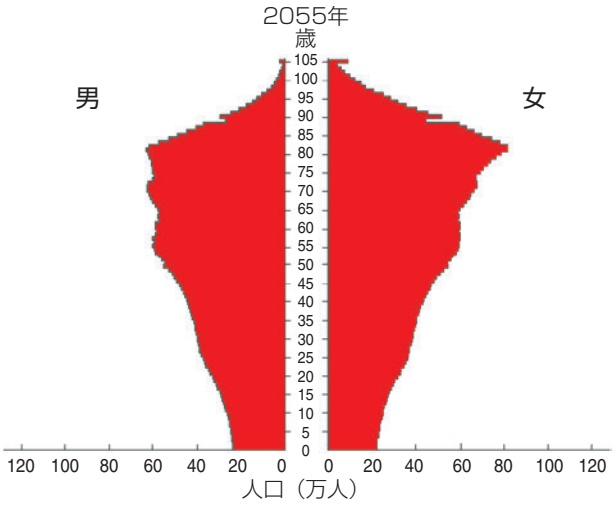


図5　2055年の人口“バケツ”[11]
Population “bucket” in 2055

代の残したマニュアルで仕事を進めることになり，その意味で伝承はスムーズであったといえるだろう．しかしそのマニュアルにこめられた先輩世代の思いまでを感じ取ることはむずかしく，バックグラウンドはなかなか伝わらなかったようである．

問題は，第一の世代の退場したあとである．いうまでもないことだが，高度成長からバブル経済，その崩壊を経て，社会のニーズは変化し，技術が進展し，人々の価値観も変わった．必然的に，これまでのマニュアルがそのまま使える時代ではなくなってきたのだ．しかしバックグラウンドがうまく伝わっていないとしたら，第二世代はどのようにマニュアルを変え，次世代に伝えて行くのだろうか，これが問題の質の側面である．

7. 伝承における“学”の役割

そのようにむずかしくなった技術の伝承に，“学”が担うべき役割の一つがあるのではないか．次のような理由から，筆者はそう考える．

第一の理由は，わが国の企業の経営方針の変化である[12]．かつて日本企業は長期志向の経営を行い，人材育成に熱心だが，アメリカ企業の経営は短期志向であり，人材を使い捨てにするといわれていた．ところがここ10年，株主の発言が強くなり，上場企業の経営者は，株価に良い影響を与える材料を作り出すために短期で結果が出る施策を重視するようになった．その結果人件費の削減が推し進められ，時間と費用，労力のかかる人材育成よりも，他企業で育てられた人材の中途採用，パートや契約社員によって労働需要を満たす方針がとられるようになった．そういう意味で日本企業はアメリカ企業ふうになってしまったというわけだ．そのような環境で，一つの世代から次の世代へ技術を伝承するのは，きわめてむずかしくなったというべきだろう．

もう一つ，伝承は“学”の本務の一つだという理由がある．ただし，教育は伝承であるとか，そんな単純な話ではない．

“学”に在籍する研究者に関して，“1/3-1/3-1/3”，あるいは“2-6-2”の説というのがあり，筆者はなかなかうがった説だと思っている．ここでは“1/3-1/3-1/3”を使うことにするが，それはこういう意味だ．大学の学部とか研究所とか，ある程度大きな研究者の集団があったとすると，まずその1/3は現在“売れている”必要がある．前にお話しした文脈でいえば，1/3はハイテクの先端を走っていてほしい．しかしそれは1/3でいい，というのがミソである．

その次の1/3．おれたちだってひけをとらない研究をしているのに，なんであいつらだけが売れるのかと，“ひがんでいる”人たちが，これも1/3ほどいるべきだというのである．有為転変は世の習いで，ある分野がいつまでも売れ続けるとはまいらない．その時に，第一の1/3に代わってスポットライトを浴びるのは，“ひがんでいた”1/3というわけだ．

で，残りの1/3は何か．それは，“売れる売れぬなど下らぬことよ”と達観し，もっぱら学の体系の維持発展に努めている人たちであって，それも1/3ほど必要だというのである．ここが直接，学の伝承にかかわるわけであり，それが工学の分野であるならば，技術の伝承がそれにあたるわけである．そして学の体系に位置づけられれば，技術はより効率的に伝承されるだろう．“科学とは，思考の経済である”とマッハがいったそうだが，ここに伝承に関わるべき“学”の役割の一つがあり，産学連携の成果が期待される理由があると筆者は思う．

8. 経産省から見た産学連携

役割の“一つ”と小うるさく書いてきたのは，当たり前の話だが，産学連携における“学”の役割はそれだけではないからだ．伝承というのはすでにもっていたものを引き継ぐことであって，いわばスタートラインの話であり，むろんその先の話がある．そこで視点

を変えて，経済産業省は産学連携にどのような期待を寄せているのか，一つの講演から紹介しておこう．

4年ほど前の話になるが，筆者が以前勤めていた東大の生産技術研究所で，“リサーチインテグレーションと産学連携”と題した講演会が開かれ，そこで経済産業省産業技術環境局の窪田研究開発課長が，“産業技術開発の重要課題と‘学’への期待[13)]”という話をされた．それをつまみ食いして，この文脈につながるところをご紹介しよう．

まず企業の中で顕著になってきた傾向として，窪田さんは次の三点を挙げた．一つは，価値基準がグローバル化し，投資家の声が大きくなって，高収益が強く求められるようになったこと，もう一つは，その結果として基礎的・基盤的研究は圧縮せざるを得ず，自社で研究開発しないで他から買ってきたほうが早いという風潮が生まれたことであって，この二つはまさに前節で紹介した第一の理由に通ずるものである．そして三つ目が，技術面ではフロントランナーになったため，乗り越えなければならない“壁”が見えるようになったという悩みである．

このような状況の下で，“産”は“学”に何を期待すべきなのか．それには二つのタイプがあると窪田さんはいう．一つは限界突破の観点からのもので，産業技術の中に学術研究の種を見出だし，骨太な学術研究を推進することによって，性能の限界，構造の限界などに対し，科学的知見・理論に裏打ちされた解決策を提示する“ニーズ抽出型”であり，もう一つは新規開拓の観点から，大学の研究から産業技術の種になるシーズを抽出して，将来の事業展開を見据えた，たとえば大学発のベンチャーを立ち上げる“成果活用型”である．

要素技術に関して，筆者は“ニーズ抽出型”の重要性が大きいように思うが，これに関して窪田さんはまず大学側にこう注文をつけた．“産業技術というものをしっかり知って，その動向を抑え，どこに限界があるかということを見て，それに腰を据えて取り組む，これが大事”であり，“本分としてこれを見失ったら本当に大学は存在意義を問われる”．一方企業の側にも，“個別テーマを何か持って行って，その解決に終始して”いては困るのであって，研究活動を誘導できるような大きな流れを提示し，産業戦略とかビジョンをちゃんと発信する必要があると指摘している．最近の大学は全然産業界に役に立たないとか，産業界のことを何も分かっていないと批判する前に，“どこまで発信しているのだろうと，胸に手を当てて考えていただきたい”と手厳しい．

窪田さんの表現を借りると，わが国の要素技術もまさに“壁が見えている”分野であり，企業単独でそれを乗り越えるのは容易ではないだろう．そういうところに産学連携の大きな意味があるというのは，とても貴重な指摘だと思う．

9. 大学の現状

産学連携にはさまざまな形態があるが，産学の共同研究と“産”から“学”への委託研究について，文部科学省の調査[14)]結果を見ると，その件数，金額のいずれも最近は年に1%を超えるペースで増加しており，2006年には3万2千件，1800億円に上っている．その中で国立大学等，すなわち国立大学，大学共同利用機関および国立高等専門学校が，件数で70%，金額で79%を占めているので，以下国立大学について現状をお話ししよう．

武士は食わねど高楊枝，気位だけは高くて内情を公表してこなかった国立大学について，その貧困の宣伝を始めたのはかつての東大総長，有馬朗人氏であった．氏は物理の専門であったから，特に理工系において，大学の研究設備がいかに惨めな状態にあるか，身近な実例によってぶち上げたのである[15)]．おかげで世の認識はかなり改まったように思うが，その後のフォローはどうなったか．これがちょっと，わが国の最近の景気に似た状況にある．

たとえば文部科学省の競争的資金である科学研究費補助金の推移を例にとると，500億円を超えたのが1989年度，1996年度には1000億円を突破し，2008年度には1913億円に達していて，これだけ伸びているのだと文部科学省は胸を張る[16)]．

全体としてはたしかに伸びているのだが，景気と同様，ここにも格差がある．科学研究費補助金の90%近くは大学に配分されるが，わが国の700を超える大学の中で，旧帝国大学7校への配分だけで全体の40%を超えている．もちろん大学の規模も違い，よくいえば集中投資なのだが，ろくに研究ができず，生きるか死ぬかの瀬戸際にある弱小大学もたくさんある．事実，法人化によって，国立大学も下手をすればぶっつぶれる可能性が出てきたのだ．

法人化というのは，ちょっと分かりにくい改変だったろう．例えば東京大学はいまでも国立の東京大学だ

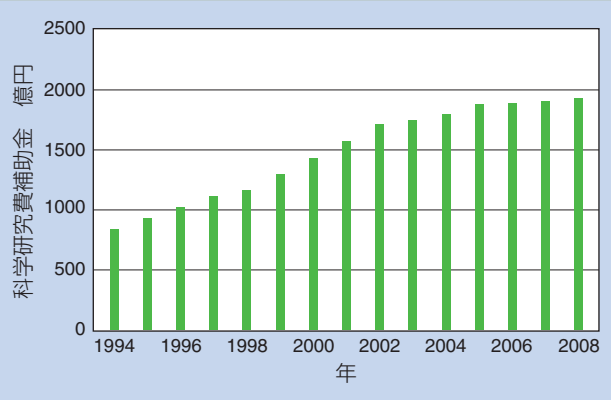


図6　科学研究費補助金の推移[16)]
Increase in Grants-in-Aid for Scientific Research

し，運営費交付金という形で基本的な費用が国から交付されている――ことになっている．では何が変わったのか．

それ以前の国立大学は，文部科学省が設置する国の機関であり，その存在意義の説明責任は，一括して文部科学省が負っていてくれた．ところが新しく国立大学の数だけの法人ができて，それぞれの法人が国立大学を設置する，たとえば国立大学法人東京大学が東京大学を設置することになった．これが法人化の正体であり，だからそれぞれの大学の存在意義については，それぞれの法人が説明責任を負わなくてはならない．その意義がなくなれば勝手につぶれて下さい，ということになったのである．事実運営費交付金に，基本的には毎年1%減という効率化係数が適用され，きびしさはその度を増しているわけだ．

そこで，先ほどの研究費の額を思い出していただきたい．“産”からの共同研究+委託研究経費は，国からの研究費である科学研究費補助金とほぼ同程度なのである．産学連携による研究費には喉から手が出る，というのが，大学人のいつわらざる心境だろう．

10. 科学のための産学連携

そういう研究費の問題もたしかにあるのだが，“学”にとって，産学連携はもっと本質的な意味をもっている．最後にそのお話をしよう．

研究には基礎研究と応用研究，そして開発研究があり，基礎研究を進めれば応用研究が生まれ，開発研究へと直線的につながって，それによって技術が進む，そういう見方がおそらく一般的なものだろう．10年近く前になるが，日本学術会議がそういう見方に疑問を投げかけ，研究の新たな分類法として“モデル転換論”を提言した[17)]．筆者はこれが大変気に入っていて，あちこちでお話ししているが，ここでも簡単に紹介しよう．

科学技術におけるさまざまなイノベーションの実例を調べてみたところ，まず何らかの実際問題が注目され，次いでそれに関連する基本的な現象に向かうという研究の進み方が，結果において応用面でより大きな進歩をもたらしていることが分かった．そこで基礎，応用，開発という分類に代え，研究が進んで行く過程における研究者の心の動きに沿う分類として，研究を“創造モデル研究”，“展開モデル研究”，“統合モデル研究”に分類しようというのだ．“創造モデル研究”は仮説の提唱と実証で，新しいものを知る・見つけるという主観的な段階である．次の“展開モデル研究”は標準化・学習であって，客観的に構想する・造る段階であり，数式による一般化などが一番分かりやすい例だろう．そして“統合モデル研究”は実社会との融合の段階であり，社会性，人間性，倫理性がキーワードになる．

一見基礎，応用，開発研究を三つのモデルに言い換えただけのようだが，そうではない．たとえば，実用を目的としない，それまでの分類なら基礎研究に属する研究でも，考え方や方法が従来のもので精密な追試の性格をもつものならば展開モデルであるし，実用を目的としていても，他に例のない新たな方法を提示するものならば，創造モデルに分類されるというように，分類の考え方が変わっている．そして，**図7**[17)]に示してあるように，創造モデルから展開モデル，それから

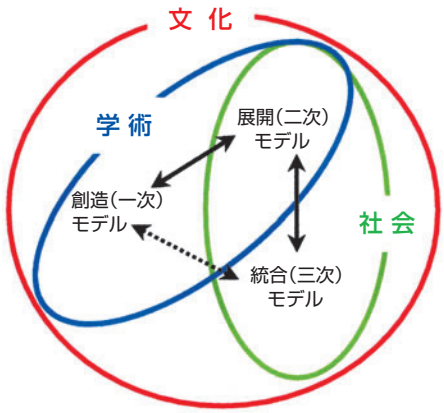


図7　研究のモデル転換論[17)]
Concept of “Model research”

統合モデルという進行もたしかにあるけれど，それには限らないというのである．統合モデル研究から創造モデル研究が生まれる，あるいは展開モデル研究から創造モデル研究が生まれるというように，この三つのモデル研究の間の循環を繰り返すことによって真理に近づくという考え方に，この分類の特徴がある．それが相互的かつサイクリックな研究活動を促し，学術研究の創造性を高めるというわけだ．

機械要素がいい例だが，工学の分野でいうならば，技術上の問題にぶつかって既存の理論に疑いがもたれ，それをきっかけに理論が展開されるなどという例はいくらもある．そのような例において，トリガーを引くのは“産”であり，新しく理論を展開するのはもっぱら“学”の役割だろう．そこに，産学連携が科学の本質的な発展をもたらす可能性があるわけだ．

11．おわりに

10年前，**NTN**の創業80周年にもお祝いを書かせていただき，“技術が成熟したこと，それと国際的に企画化が進んだこと，これがころがり軸受の高い信頼性を生み出し，かくも広く用いられるようになった理由だろう．しかし，ではなく，だから，と言うべきなのだろうが，ころがり軸受には技術のフロンティアがなくなったような感があり”，“余所では真似のできないものができるか．活路は，技術のフロンティアの開拓に求められている”と書いた．今でもそう思っているが，そのためにも，その技術が支える社会のためにも，そしてわが国の大学の将来のためにも，産学の実りある連携を期待したい．

参考文献

1）大前伸夫氏のご好意による (2008).
2）吉川弘之, 先端技術と人間, 世界, no.509, pp.19-34 (1988).
3）カール・ベッカー, 生命の危機に対して日本人は何ができるのか, 学士会会報, no.864, pp.24-37 (2007).
4）NEDO海外レポート, no.1021 (2008) のデータによる．
5）木村好次, 技術試験衛星きくⅥ号に発生した不具合について, トライボロジスト, vol.40, no.11, pp.889-892 (1995).
6）JAXA, 技術試験衛星Ⅵ型「きく6号(ETS-Ⅵ)」 www.jaxa.jp/projects/sat/ets6/index_j.html
7）小林一博, 風力発電機用軸受および軸受用鋼, Sanyo Technical Report, vol.13, no.1 pp.73-76 (2006).
8）今井　博, 風車のトライボロジー, トライボロジー研究会第19回講演会前刷, pp.31-34 (2008).
9）北海道経済産業局, 北海道における風力発電の現状と課題, www.hkd.meti.go.jp/hokns/wp_enquete/wp_text.pdf (2005).
10）木村好次ほか, 経営のための保全学, 日本プラントメンテナンス協会, pp,14-16 (2006).
11）国立社会保障・人口問題研究所, 人口統計資料集2008, www.ipss.go.jp/syoushika/tohkei/Popular/Popular2008.asp?chap=0 (2008).
12）藤村博之, 日本企業の人事[1], 東京新聞6月24日号 (2008).
13）窪田　明，産業技術開発の重要課題と“学”への期待，生産研究, vol.56, no.4, pp.328-335 (2004).
14）文部科学省, 平成18年度大学等における産学連携等実施状況について www.mext.go.jp/a_menu/shinkou/sangaku/sangakub/07083106.htm (2008).
15）たとえば，有馬朗人, 大学貧乏物語, 東京大学出版会 (1996).
16）日本学術振興会, 科学研究費補助金研究種目・概要 www.jsps.go.jp/j-grantsinaid/01_seido/01_shumoku/index.html#suii (2008).
17）日本学術会議第3常置委員会, 新たなる研究理念を求めて, www.scj.go.jp/ja/info/kohyo/17htm/1708z.html (1999).

〈著者紹介〉

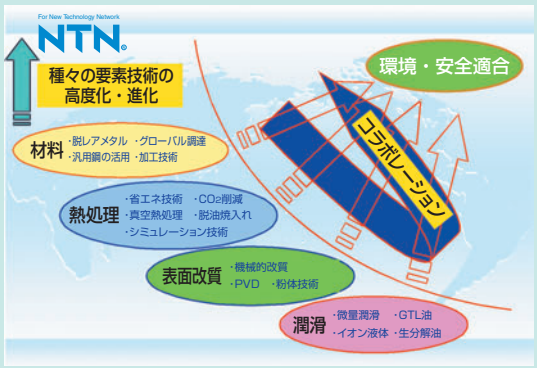
木 村　好 次（きむら よしつぐ）

東京大学名誉教授・香川大学名誉教授（工学博士）

1959年　東京大学工学部機械工学科卒業
1966年　東京大学大学院工学系研究科博士課程修了
1971年　東京大学助教授
1979年　東京大学教授
1997年　東京大学退職・香川大学教授
2002年　香川大学退職
2003年　香川大学長
2003-2005年　日本学術会議会員
2005年　香川大学長退任

受　賞
1984年度　日本潤滑学会論文賞
1991年度　日本機械学会論文賞
1991年度　日本機械学会機素潤滑設計部門功績賞
2003年度　The 2003 Tribology Gold Medal

ころがり軸受の材料・熱処理技術の動向
Trends of the Material and its Heat Treatment for Rolling Bearings



中島　碩一*　Hirokazu NAKASHIMA

ころがり軸受用材料としての鋼に焦点を当て，その材料と熱処理技術について振り返り，今後の課題を探ってみた．材料の清浄度向上技術や新材料の開発技術は鋼材メーカに支えられた技術であった．グローバル化，環境，資源，安全などを考慮すると，今後は，表面改質技術がより注目され，個々の要素技術のコラボレーションが一層重要になると思われる．

Focusing on the steel for rolling bearing materials, the technologies of steel making and heat treatment for bearings are reviewed and the future trends are described. The improvement of cleanliness of steel and the developments of new steels were conducted mainly with steel manufacturers, so far.

Considering the issues of globalization, environment, raw material such as rare metals and safety, surface modification technology will be focused more and the collaboration with each elemental technology will be more important.

1．はじめに

ころがり軸受は種々の産業機械，設備に用いられ，その使用条件はますます厳しくなっている．いつの時代においても，ころがり軸受の長寿命化や低トルク化の要求は強く，軸受メーカにとってこれらは永遠の課題である．ころがり軸受には，鋼以外に銅合金など非鉄金属材料や樹脂材料，さらにセラミックスなども使用されているが，ここでは内輪，外輪および転動体に用いられている主要材料の鋼に絞って述べることにしたい．

ころがり軸受は小さな接触面積で大きな負荷を受けながら軽く回転し続けなければならない機械要素であり，高い疲労強度（転動疲労寿命），耐摩耗性，寸法安定性などが，材料の基本特性として要求される．

ころがり軸受用材料として最も一般的なのが1%C-1.5%Crの高炭素クロム軸受鋼である．この鋼は1905年には開発[1]されており，これまで1世紀以上の長い間，その主要成分を変えることなく使われてきた．その間，軸受の長寿命化のために，材料や熱処理技術がどのように発展してきたのかを簡単に振り返りながら，今後の課題を探ってみたい．

2．材料からみた長寿命化技術の変遷

2.1　鋼の高清浄度化技術

高炭素クロム軸受鋼の歴史は日本鉄鋼協会の叢書[1]に詳しく記載されており，ここでは省略するが，一言で言えば長寿命化のための介在物低減の歴史と言っても過言ではないと思われる．すなわち，転動疲労寿命には酸化物系の硬い介在物（アルミナ）が有害であり，酸化物系介在物を低減するには，鋼中の酸素量を下げることがもっとも有効であるとして，真空脱ガス処理技術，炉外精錬技術，連続鋳造技術など種々の製鋼技術が開発されてきた．

図1[2]には軸受用鋼中の酸素含有量の推移を示す．1964年わが国にはじめて新幹線が開通した年に，真空脱ガス処理が導入されて以降，それまでの大気溶解材に比べ鋼中の酸素含有量が大幅に低減した．その後1980年代に入り炉外精錬技術，連続鋳造技術の導入と相まってさらに酸素含有量は低減され，現在に至っては5ppm程度まで低減できている．これらの効果は試験片ではあるが，図2に示す転動疲労寿命試験の結果からも窺うことが出来る．図2は鋼材の製造年度と転動疲労寿命の推移を示したものである．1964年当

*元要素技術研究所長

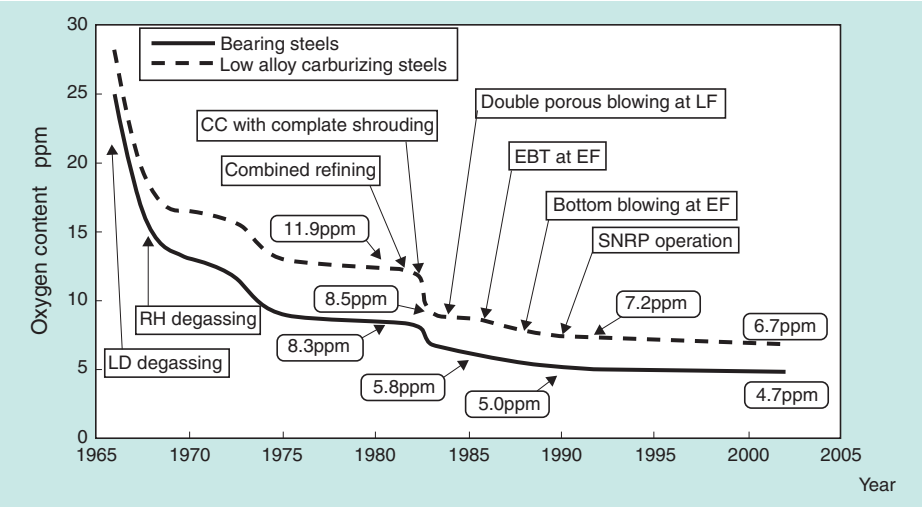


図1　鋼中の酸素含有量の推移[2)]
The trend of oxygen content in steel

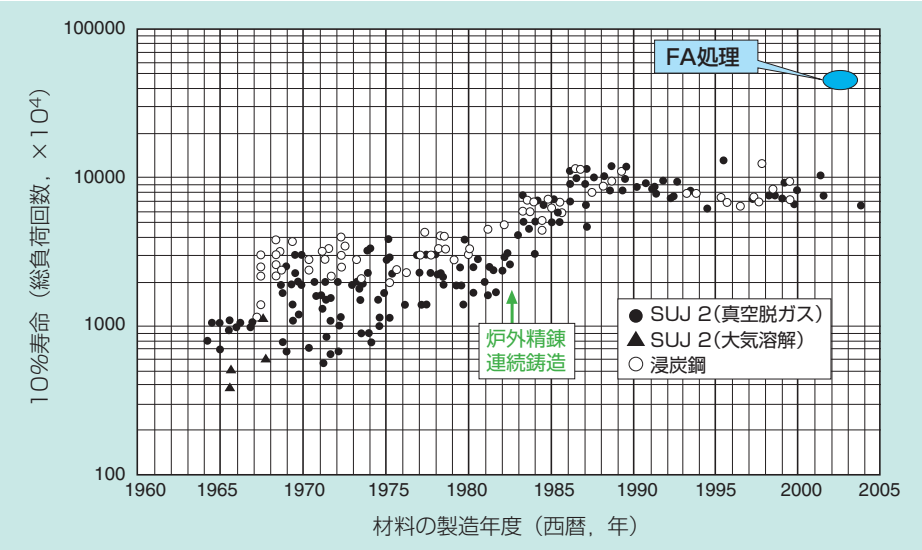


図2　φ12試験片による転動疲労寿命の推移
The trend of rolling contact fatigue life of 12mm in diameter specimen

時に比べて現在では 10倍以上の長寿命になっている．ただ，2000年以降は，製鋼に関わる目立った新たな設備導入は見られず，転動疲労寿命は頭打ちの状況である．また，1964年当時は浸炭鋼（SCr420）の転動疲労寿命の方が軸受鋼（SUJ2）のそれより2倍程度長寿命であったが，1990年以降ではその差は見られない．

2. 2 非金属介在物の評価技術の進歩

前述のように，軸受鋼の歴史は介在物低減の歴史であり，清浄度の高い鋼の製造技術が著しく進歩した．一方，非金属介在物の評価技術についてはどうであろうか．従来より行なわれてきた非金属介在物の評価法のうち，もっとも一般的なものはJISの点算法や最悪視野を表示するASTM-A法である．しかしながら，製鋼技術の著しい進歩に伴い，これらの評価法では鋼材間の差別がほとんど出来なくなっている．1980年代後半より，介在物の数，大きさ，分布に着目した評価法が検討され，極値統計法[3)]，電子ビーム溶解法[4)]，超音波法[5)]，電気分解し溶液をろ過して検査する方法[6)]など種々の方法が報告されている．しかし，介在物評価から転動疲労寿命を推定するまでには至っていない．

当社では，画像解析技術を利用し，すべての介在物の大きさと種類を分類して全自動で測定できる装置を開発しており，これにより介在物を定量化し，転動疲

労寿命を予測する技術を開発してきた[7) 8)]．介在物の測定結果からの推定値と実際の転動疲労寿命との相関を図3に示した．このような技術により，転動寿命試験を簡略化し，鋼材の品質判定を迅速に行うことが可能になってきた．

さらに最近では，20kHzの高速で試験可能な超音波疲労試験機（10分程度の短時間で疲労試験が終了）を利用して，試験後のフィシュアイ破面に観察される介在物を測定して評価する試み[9)]もある．この方法は検鏡面での検査より検査体積が大きくなり，より大きな介在物が検査できると言われている．ただ，介在物と母地との密着性により検出される介在物に差があるようであり，また転動疲労寿命との関連などは今後の課題と考えられる．

2. 3 転動疲労寿命と化学成分

転動疲労寿命に及ぼす鋼の合金元素の影響については，これまでもいろいろ研究[10) 11)]されていたが，1980年代後半から1990年代には活発に行なわれるようになった．清浄度の高い鋼のもとで合金元素の影響を一層明確にする事が可能となってきたことと同時に，軸受の使用条件の苛酷化に伴い個々の用途に特化した軸受材料の開発が各社で盛んに行なわれたことによる．

転動疲労寿命に及ぼす合金元素として，Si, Mn, Ni, Cr, Mo, Vなど種々考えられるが，ここでは比較的低価格の添加元素でしかも効果があるSiの例を示す．表1に示すように，Si量が増えると転動疲労寿命が向上している．Siにより焼戻し軟化抵抗が向上するためである．このSiを利用して，準高温用のNTJ2材[12)]，STJ2材[13)]の開発が行なわれた．他社においても同ようにSi量を高めた類似の鋼[14) 15)]が開発されているが，これらは高価な合金元素であるMoも添加された材料になっている．

用途に特化した新しい長寿命軸受材料の開発の一方で，出来るだけ加工性を重視した材料開発も進められ，中炭素鋼をベースに先のSiも活用したNKJ65材[16)]の実用化を達成してきた．

しかしながら，21世紀に入りグローバル化が進み，さらに昨今の原油，コークス，レアメタルなど種々の資源高騰の環境下では，レアメタルを使った高機能な特殊材料の適用は，材料調達の面で課題を残す結果になってきた．

表1 Si量と転動疲労寿命の関係（点接触条件）
Relationship between rolling contact fatigue life and Si content

鋼	化学成分（%）				10%寿命
	C	Si	Mn	Cr	
SUJ 2	0.97	0.31	0.45	1.46	6570
A	1.02	1.01	0.41	1.43	6990
B	0.96	1.30	0.40	1.45	10800
C	1.00	1.42	0.40	1.41	12600

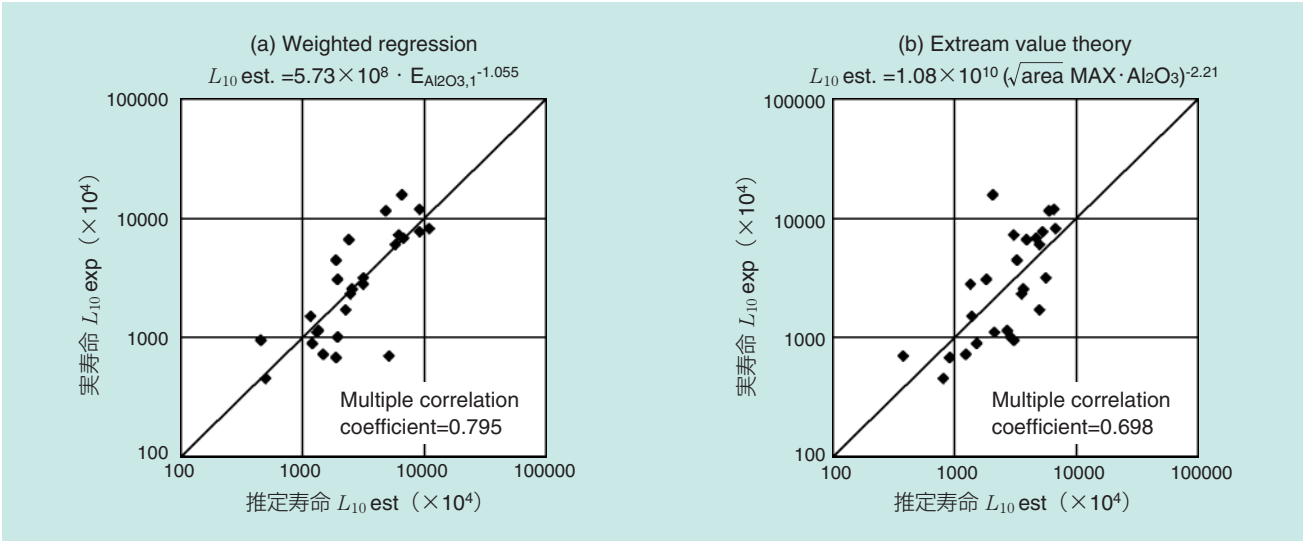


図3 介在物測定からの転動疲労寿命推定と実寿命との比較
The comparison of rolling contact fatigue life and estimated life based on inclusion rating

3．熱処理による長寿命化技術

軸受の基本的な材質特性として，長寿命で耐摩耗性があり，寸法安定性の高いことが要求される．この材質を得るためにいろいろな熱処理技術が進歩してきた．

3. 1 残留オーステナイトの影響

高炭素クロム軸受鋼を焼入れした場合，焼入れ加熱温度にもよるが，おおよそ数%から15%程度の残留オーステナイトが存在する．残留オーステナイトは本来軟らかくて，不安定組織であることより，多いと硬さが低く耐摩耗性が悪くなり，寸法安定性の面からも経年変形の原因になりやすいため，少ないほうが良いとされていた．

一方，残留オーステナイトが転動疲労寿命に有効である[17) 18)]ことがわかって以来，寿命を重視する用途，特に異物混入油潤滑での長寿命化のために，積極的に残留オーステナイトを活用する熱処理技術を適用した長寿命のTMB軸受[19)]が開発された．

前述したように，清浄度が向上した鋼では浸炭鋼と軸受鋼との寿命差がなくなっており（図2），残留オーステナイトの効果は薄れてきてはいる．それでも，異物混入油潤滑条件下で使用される場合は，図4[20)]のように残留オーステナイトの効果は依然として認められる．このように，残留オーステナイトは長寿命化の重要な材質ファクターである．

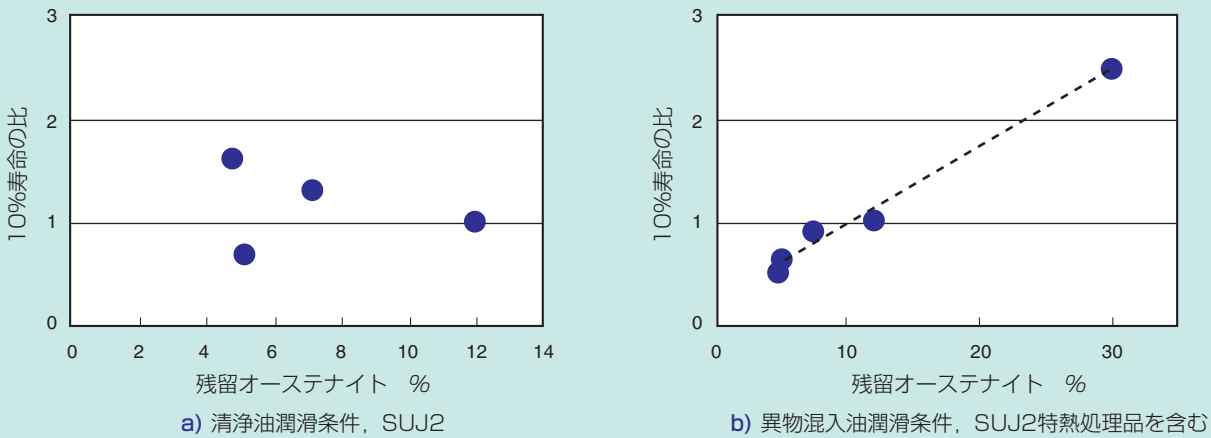
3. 2 浸炭窒化処理

浸炭窒化処理はプロパンやブタンを燃焼して変成した浸炭性ガスにアンモニアガスを5～15%添加した雰囲気中でCとNを同時に浸入拡散させる処理である．表層に拡散した窒素は残留オーステナイトを安定化させるので焼入れ後に残留オーステナイト量が多くなり，また窒素の固溶により焼戻し軟化抵抗が上昇するため転動疲労寿命が向上する．この処理は1964年に米国でマルストレッシング処理[21)]として発表されたものと同じであるが，日本では1990年代に入り各社で特殊熱処理として積極的に採用されてきた．

図5[22)]は種々の材料にこの処理を適用した場合の転動疲労寿命を示す．いずれの鋼も浸炭窒化により寿命が向上している．当社ではこの処理をAS処理（Austenite Strengthening）と呼び長寿命軸受に適用してきた[23) 24)]．今後も浸炭窒化処理は，軸受の長寿命化のために採用されていくと考えられる．

3. 3 結晶粒微細化処理

上述のように，これまでの長寿命化技術は残留オーステナイト，窒素の焼戻し軟化抵抗性の効果を活用したものであった．2000年に入りこれらの長寿命化材料因子に加え，新しく結晶粒微細化による強化因子を適用する技術を開発してきた．それがFA処理（Fine AS処理）[25)]である．結晶粒微細化強化による構造用鋼の高強度化の研究は国の超鉄鋼材料研究プロジェクト[26)]で推進されていたが，高硬度部材である軸受に結晶粒の微細化強化を積極的に適用したのは当社が始めてである．このFA処理は，図6に示すように標準焼入れ品の結晶粒の1/2以下という微細化と，浸炭窒化を組み合わせた複合熱処理である．このように複合さ



a) 清浄油潤滑条件，SUJ2　　b) 異物混入油潤滑条件，SUJ2特熱処理品を含む

図4　残留オーステナイト量と転動疲労寿命
Relationship between retained austenite and rolling contact fatigue life

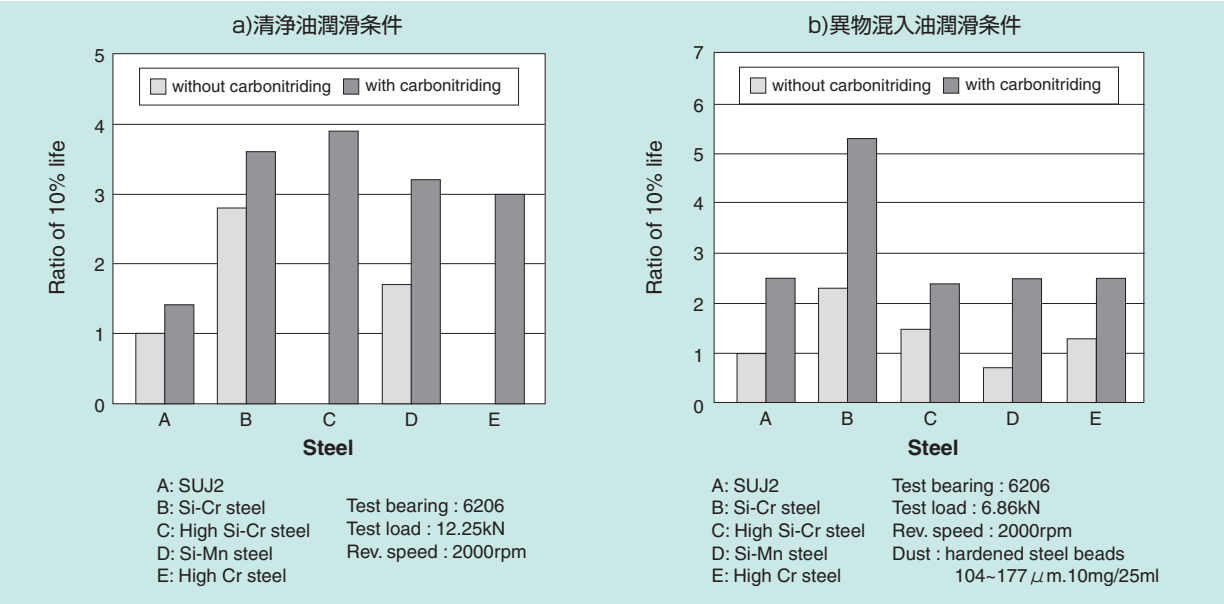
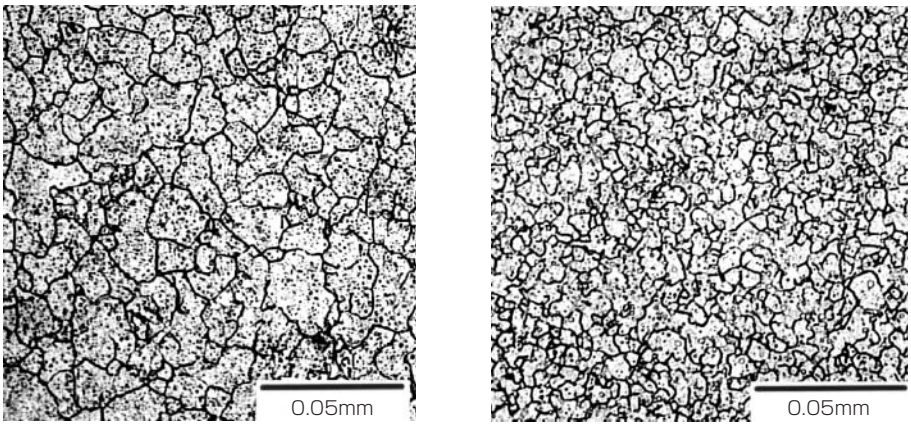


図5　特殊熱処理による各種材料の寿命向上
Improvement of rolling contact fatigue life of various steels with special heat treatment



普通焼入品　　FA処理品

図6　SUJ2の前オーステナイト結晶粒の比較
The comparison of prior austenite grain size between conventional heat treatment and FA treatment

せることで一層の長寿命化を達成している（**図2**参照）．この処理は汎用の軸受鋼を用いて，長寿命を達成した熱処理技術であり，今後このような熱処理技術の採用が拡大していくものと思われる．

4．今後の課題

4．1　材料開発について

軸受に限らず評価技術が進歩すると，それにつれ性能も一段と向上する．最近では，微小領域評価技術，表面分析技術，解析技術，シミュレーション技術など種々の評価·解析技術が進歩してきた．このような新しいツールの活用により，ミクロ組織観察からナノ組織観察というように，これまで見えなかったところからの新しい知見や技術が生れる可能性を期待したい．材料製造技術にしても，鋼の酸素含有量の低減は究極まで到達しており，更なる長寿命化は期待薄と思われ

ているが，介在物と母地との密着性，介在物の組成改善による無害化などの研究により更なる長寿命化を期待したい．

軸受用材料の開発には，機能を重視した高機能材料の追求と，コストパフォーマンスの追求を最重視するものの，2つの流れが今後も続くと思われる．特に後者の研究開発にはこれまで以上に表面改質技術の活用が不可欠と考えられる．すなわち，極端な言い方をすれば，ころがり軸受ではヘルツ接触応力の作用する表層せいぜい1～2mm程度（サイズにもよるが）の改質が重要であり，バルク全体の強化は必要ないと考えられる．

今回，紙面の都合で詳細は割愛するが，最近，**図7**に示す白色組織を伴うはく離（脆性はく離）が散見されている．この脆性はく離の原因として，当初，応力場説[27]，水素脆性説[28)29)]，振動説[30)] など種々の説が言われていたが，最近ではトライボケミカル反応による水素脆性説が一般に受け入れられてきた．これらのはく離は当初オルタネータ軸受など潤滑条件の厳しい特異な使用条件のときに見られたものであった．しかし，最近では軸受の使用条件がますます複雑化し，低トルク化のため低粘度油の採用など潤滑もますます厳しくなって来ていることより，これまでのように，特異な使用条件に限って発生する現象ではなくなっているようである．したがって，これらの対策として，これまでは主に潤滑剤での対策が採られてきたが，材料および熱処理，表面改質，軸受設計からの総合的な対策が必要と考えられる．

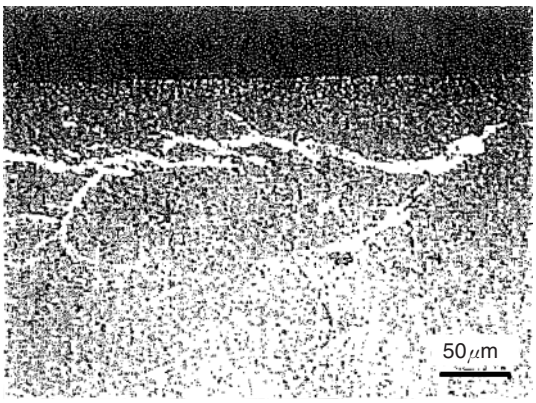


図7　はく離部断面
Cross sectional view of the flaking

4. 2　熱処理技術について

軸受の熱処理には，一般的には，雰囲気加熱焼入れ，ガス浸炭焼入れ，高周波焼入れが用いられている．最近の原油価格の高騰，地球温暖化にかかわるCO_2削減の環境問題さらには作業環境・安全にかかわる問題がこれまでになく注目されてきており，これらは特に熱処理に関係が深い重要な問題である．

これらの点を考えると，雰囲気加熱や浸炭に用いるプロパンやブタンを原料とする変成ガスを廃止した窒素ガスベースの浸炭処理や，真空浸炭処理，プラズマ浸炭窒化，処理時間短縮の高温浸炭などが拡大すると考えられる．**表2**は各種浸炭処理の特徴を概略比較したものであり，参考までに示した．

また焼入れ油も安全面や作業環境面からは好ましいものではない．現行の油焼入れから空気焼入れ，加圧ガス冷却，水溶性冷却剤などの検討が積極的に推進されると考えられる．

高周波誘導加熱もCO_2削減の面では優れていると言われており，最近では超急速短時間加熱焼入れ[31)] が歯車などに一部実用化されている．自動車用軸受部品には高周波熱処理がずいぶん適用されてきているが，今後もその適用が進むものと思われる．高周波焼入れのシミュレーション技術も進み，またフィードバック制御の加熱焼入れ技術[32)] という高周波加熱焼入れの際のコントロール技術も開発されてきている．これは

表2　各種浸炭処理の比較
The comparison of various carburizing process

項　目		プラズマ浸炭	真空浸炭	ガス浸炭
品　質	異常層の有無	無	無	有
	表面の清浄度	高	高	低
	表層硬度	高	高	並
	細孔部の浸炭	良	良	難
環　境	作業環境	優	優	並
	作業エネルギー	少ない	少ない	多い
	消費ガス量	少ない	少ない	多い
	維持費	少	中	大

優れる
中位
劣る

製品の温度を監視しながら加熱し，焼入れでは材料のオーステナイト化状態をコンピュータで計算し焼入れタイミングを，焼戻しでは焼戻し硬さを，計算予測しコントロールする技術である．今後これらの技術も適用されていくものと考えられる．

また，最近では熱処理技術に関わるセンサ技術，分析技術，シミュレーション技術[33) 34)]が随分進歩してきた．したがって今後はこれらの技術をより一層活用した，アクティブにコントロールする熱処理が進むものと考えられる．

5．おわりに

ころがり軸受用材料と熱処理技術について，これまでの技術を振り返ってきた．これまでは，非金属介在物を少なくする高清浄度化技術や合金成分を変えた特殊材の開発など，いってみれば製鋼メーカに支えられた材料技術開発や材料の評価技術が主体であったように思われる．今後の研究開発は，究極の材料開発ともう一つはコストパフォーマンスを徹底的に追及した研究開発の2つに分かれると予想される．特に後者においては，一般の汎用材料を使い如何に要求する軸受機能を発揮できるものにするかが，今後の軸受メーカの材料技術者の使命と考える．それには，材料，熱処理，表面改質（熱処理によるものだけでなく加工，粉体技術，表面コーティングなどによる改質も含む），潤滑技術などの要素技術の高度化は当然のこと，さらに個々の技術の複合化・コラボレーションが，これまで以上に重要になってくると考える．

参考文献

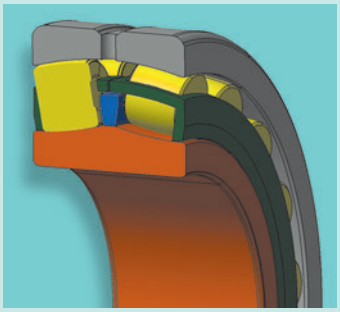
1）瀬戸浩蔵：日本鉄鋼協会　叢書　鉄鋼技術の流れ　第9巻　軸受用鋼
2）川上　潔：Sanyo Technical Report, Vol.14,1 (2007)22
3）村上敬宜：金属疲労　微小欠陥と介在物の影響，養賢堂（1993）
4）塗　嘉夫，梅沢一誠：鉄と鋼，75(1989)1897
5）石川　登，藤盛紀明：鉄と鋼，71(1985)893
6）塗　嘉夫，北野修平：特開2001-159627(2001)
7）村上裕志：NTN TECHNICAL REVIEW, 68(2000)58
8）八木田和寛，藤田　工：CAMP-ISIJ, Vol.20(2007)1353
9）古谷佳之，松岡三郎，阿部孝行：鉄と鋼，Vol.88, 10(2002)643
10）山本俊郎：日本金属学会会報　11(1972)419
11）対馬全之：日本金属学会会報　23(1984)50
12）前田喜久男，中島碩一：NTN TECHNICAL REVIEW, 63(1994)83
13）田中広政，藤井幸生，前田喜久男：NTN TECHNICAL REVIEW, 68(2000)51
14）星野俊幸，天野虔一，山本義治，太田敦彦，後藤将夫：まてりあ，Vol.37，6(1998)516
15）今庄愈正：特殊鋼，Vol.41，3(1992)19
16）前田喜久男，柏村　博，佐橋弘二：NTN TECHNICAL REVIEW, 65(1996)23
17）H.MURO, Y.SADAOKA, S.ITO and N.TSUSHIMA：Proc.12th Japan Congress on materials research-METALLIC MATERIALS, 3(1969)74
18）矢島悦次郎，宮崎　亨，杉山敏彦，寺島博夫：日本金属学会誌，36(1972)711
19）対馬全之：ベアリングエンジニア 47(1980)33
20）前田喜久男：機械設計，第39巻第13号 (1995)48
21）D.P.Koistinen :Trans.ASM, 57(1964)581
22）K.MAEDA, H.NAKASHIMA, N.TSUSHIMA: ITC YOKOHAMA (1995)1387
23）中島碩一，前田喜久男，柏村　博：NTN TECHNICAL REVIEW, 63(1994)13
24）前田喜久男，中島碩一，柏村　博：NTN TECHNICAL REVIEW, 65(1994)17
25）大木　力，前田喜久男，中島碩一：NTN TECHNICAL REVIEW, 71(2003)2
26）佐藤　彰：まてりあ，Vol.37,10(1998)888
27）村上保夫，武村浩道，中　道治，小川隆司，桃野達信，岩本　章，石原　滋：NSK Technical Journal,656(1993)1
28）K.Tamada and H.Tanaka：Wear, 199(1996)245
29）木野伸郎，尾谷敬造：CAMP-ISIJ, Vol.15(2002)1016
30）柴田正道，後藤将夫，小熊規泰，三上　剛：Koyo Engineering Journal, 150(1996)16
31）川嵜一博：ふぇらむ，Vol.10，7(2005)27
32）藤田　工，鈴木伸幸：熱処理技術協会講演大会予稿集 (2005)21
33）大木　力：NTN TECHNICAL REVIEW, 69(2001)61
34）大木　力：鉄と鋼，Vol.93,3(2007)20

執筆者近影

中島　碩一
元要素技術研究所長

［論　文］

熱処理による浸炭鋼の耐摩耗性向上
Improvement of Wear Resistance by Heat Treatment for Carburizing Steel



毛利 信之* Nobuyuki MOURI
田口 一彦* Kazuhiko TAGUCHI

浸炭鋼の耐摩耗性を向上させる方法として浸炭窒化処理に着目し，表面窒素濃度を高めることで耐摩耗性が向上することを定量的に評価した．また，窒化処理材の耐摩耗性が向上する理由を検証した結果，シビア摩耗からマイルド摩耗への遷移が早期に発生するためであると推測された．

The bearings for guide rolls of continuous casting machines of steel manufacture have wear on outer ring, because the bearings are used at low rotation speed and high load. Therefore, it is necessary that outer ring of guide roll bearing has high wear resistance. Carbonitriding is known as a popular effective treatment to improve wear resistance. Actually, the carbonitrided bearings are used widely for guide rolls of continuous casting machines. In addition, it is possible to improve wear resistance more by using special steel that includes Cr and V as elements forming nitrides. However, the use of special steel will connect to the problems that are the difficulty with acquisition and high material costs. This study is meant to improve the wear resistance for standard carburized steel, so we have investigated quantitatively that wear resistance is improved with increase the nitrogen concentration of surface. Besides, we consider that severe wear is change to mild wear quickly, so that wear resistance of carbonitrided steel is superior.

1．まえがき

優れた耐摩耗性が求められるアプリケーションとして，鉄鋼連続鋳造（連鋳）設備のガイドロール用軸受がある．本軸受は極低速内輪回転かつ高負荷荷重で使用されるため，油膜が形成され難く，外輪軌道面に発生する偏摩耗が問題となる．耐摩耗性を向上させる手段として，窒化処理は有効な方法として知られている[1)]．実際，連鋳用軸受には浸炭窒化処理を実施した軸受が広く採用されている[2)]．更に，窒化物を形成する元素であるCrやVを多く含む特殊鋼を利用することで，より高い耐摩耗性を得ることができる[3)]．しかし，添加元素の価格高騰や資源枯渇の問題により，高合金鋼の使用は望ましくない．本研究では，一般的な浸炭鋼（SCM420，SNCM420）の耐摩耗性を向上させる熱処理方法を検討し，合わせて窒化処理材が耐摩耗性に優れる理由を考察した．

2．耐摩耗性に優れる浸炭窒化処理条件

耐摩耗性を向上させる手段には，高い表面硬度と高硬度析出物の増加が考えられるが，浸炭鋼の浸炭窒化処理材が耐摩耗性に優れる理由に，この2つは必ずしも当てはまらない（4章参照）．そこで，本研究では固溶窒素量に着目し，表面窒素濃度と耐摩耗性の関係を定量的に調査して，耐摩耗性に優れる熱処理方法を検討した．

浸炭窒化処理における鋼中への侵入窒素量は，炉内雰囲気中に未分解で存在するNH_3ガス濃度に依存することが知られている[4)]．つまり，製品表面の窒素濃度を高めるためには，炉内の未分解NH_3濃度が高くなるように雰囲気制御をする必要がある．一方，炉内が高温になるほど，NH_3ガスの大部分は炉内に添加後，直ちにN_2とH_2ガスに分解してしまう．浸炭窒化処理は主に炭素の侵入速度を高くするために高温で実施される場合が多く，表面窒素濃度を高め難い処理であると言える．

*要素技術研究所

例として，バッチ炉（容積120ℓ）での940℃と850℃におけるNH3ガス添加率と未分解NH3濃度の関係を図1に示す．940℃は浸炭鋼，850℃はSUJ2の浸炭窒化処理温度を想定している．また，NH3ガスの添加率とは，浸炭処理に必要な変成ガスの添加量も含めた総添加量に対する比率を意味する．図1は，変成ガスの流量は一定とし，NH3ガスの流量を種々変更させた場合の結果である．なお，炉内の未分解NH3濃度はガスクロマトグラフィーで測定した．

同じNH3ガスの添加率でも，850℃より940℃の方が炉内の未分解NH3濃度が低くなることがわかる．つまり，高温で実施される浸炭窒化処理の場合，同じ未分解NH3濃度を確保するためにはNH3ガスの流量を増やさなければいけない．炉内の未分解NH3濃度を高く制御して浸炭窒化処理を実施すれば，VやCr，Al，Tiといった窒素との反応性が良い添加元素をほとんど含有しないSCM420やSNCM420でも侵入窒素量が増加し，表面窒素濃度が高くなると考えられる．そこで，未分解NH3濃度を高く制御した浸炭窒化処理を実施して表面窒素濃度を高め，実際に耐摩耗性が向上するか検証した．

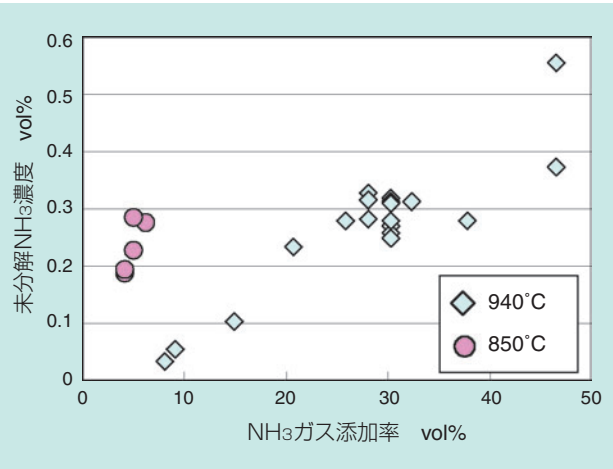


図1　NH3ガス添加率と雰囲気中未分解NH3濃度
Relationship between addition rate of NH3 gas and undecomposed NH3 gas

3．試験片の浸炭窒化処理

浸炭鋼はSCM420，SNCM420とし，比較材としてSUJ2も評価した．各鋼材の成分表を表1に示す．また，各鋼材に実施した浸炭窒化処理のヒートパターンを図2，3に示す．試験片の形状はリング（φ50×φ64×18）とした．

浸炭鋼（SCM420，SNCM420）は940℃，SUJ2は850℃で浸炭窒化処理を実施し，各サンプルの表面窒素濃度を変化させるため，NH3ガスの添加量を種々変更した．また，各浸炭鋼の炭素濃度分布を同じにするため，炉内のC.P.（カーボンポテンシャル）値が同一となるように雰囲気制御した．

各鋼種の炭素・窒素濃度分布の例を示す（図4：SCM420，図5：SNCM420，図6：SUJ2）．それぞれ未分解NH3濃度が約0.2vol%となるように雰囲気制御したサンプルの濃度分布である．標準的な浸炭鋼でも，未分解NH3濃度を高く雰囲気制御することで窒素濃度を高くすることができる．SCM420とSNCM420は同バッチで浸炭窒化処理を実施した場合，SCM420の方が表層部の窒素濃度が高くなる傾

表1　鋼材の成分表　mass%
Component table of test sample

鋼　種	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	Cu
SCM420	0.22	0.32	0.83	0.09	1.18	0.15	0.13
SNCM420	0.20	0.25	0.61	1.62	0.47	0.20	0.14
SUJ2	1.00	0.17	0.39	0.08	1.40	0.03	0.10

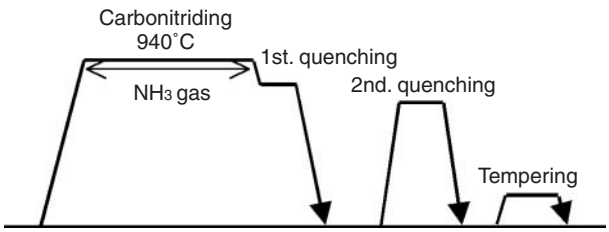


図2　SCM420，SNCM420のヒートパターン
Heat pattern of SCM420 and SNCM420

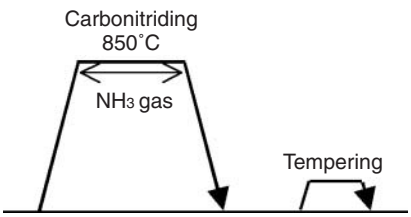


図3　SUJ2のヒートパターン
Heat pattern of SUJ2

向が見られた．これは，SCM420の方が鋼中のCr含有量が多いためであると考えられる．一方，図6のSUJ2は図4，5と比較して，表層の窒素濃度は高いが，窒化深さが浅い．これは処理温度が低く，窒素の侵入速度が遅いためであると考えられる．なお，製品表面の窒素濃度を高くするためには，研削取代分の深さにおける窒素濃度を高めることが重要である．

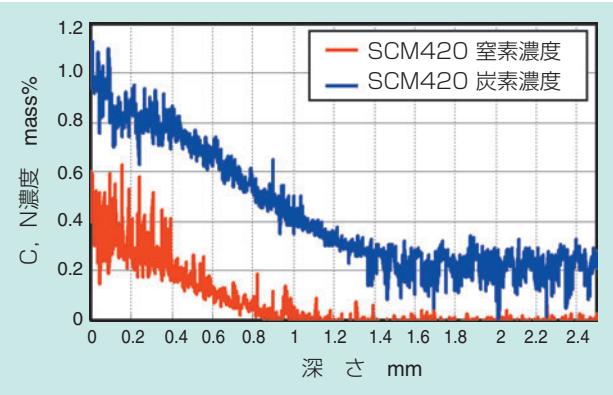


図4　SCM420リング片の炭素・窒素濃度分布
Distribution of carbon and nitrogen concentration in SCM420

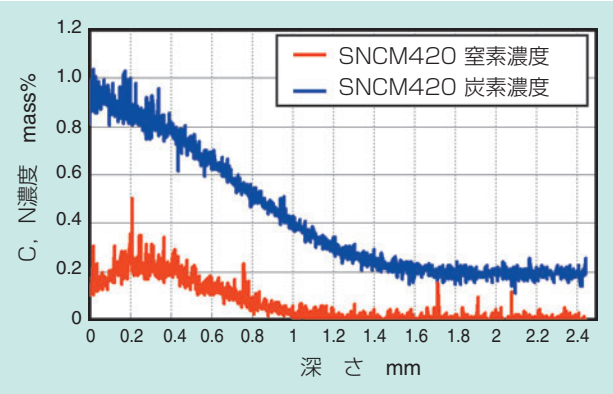


図5　SNCM420リング片の炭素・窒素濃度分布
Distribution of carbon and nitrogen concentration in SNCM420

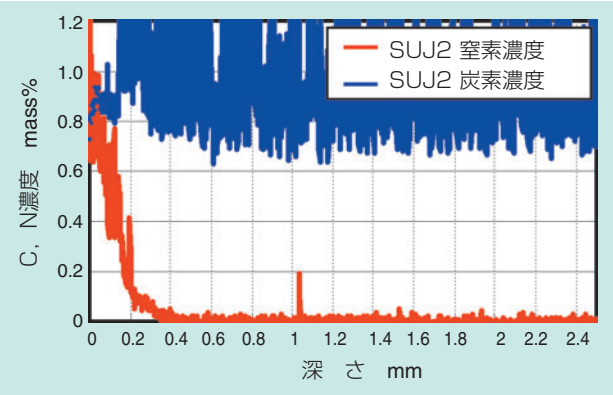


図6　SUJ2リング片の炭素・窒素濃度分布
Distribution of carbon and nitrogen concentration in SUJ2

4．油潤滑摩耗試験

鋼中の固溶窒素の摩耗抑制効果を定量的に検証するため，各鋼種の表面窒素濃度と耐摩耗性の関係を検証する試験を実施した．耐摩耗性の評価には，サバン型摩耗試験機を用いた．試験機の概略を図7に，試験条件を表2に示す．

相手材の回転速度を低くし，低粘度の潤滑油を使用することで，金属接触を伴う潤滑条件での耐摩耗性を評価することができる．試験片の耐摩耗性は，試験片に生じる摩耗痕（楕円形状）の短軸幅（回転方向に平行）を測定し，計算により摩耗体積を算出して評価する．

各鋼種の表面窒素濃度と耐摩耗性（比摩耗量）の試験結果を図8に示す．図の縦軸に示した比摩耗量とは，

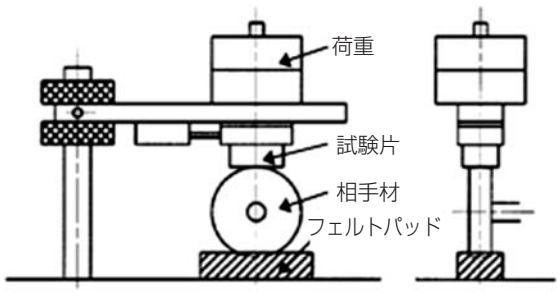


図7　サバン型摩耗試験機の概略図
Schematic of wear test rig

表2　サバン型摩耗試験の試験条件
Test condition of wear test

相手材	材質：SUJ2 ずぶ焼入（60 HRC） 大きさ：回転径 φ40，曲率R60， 表面粗さ0.01 μmRa
荷　重	50N（面圧P_{max}＝0.49GPa）
速　度	0.05m/s（24rpm）
時　間	60min（摺動距離 約180m）
潤　滑	油潤滑（フェルトパッド給油 VG2）

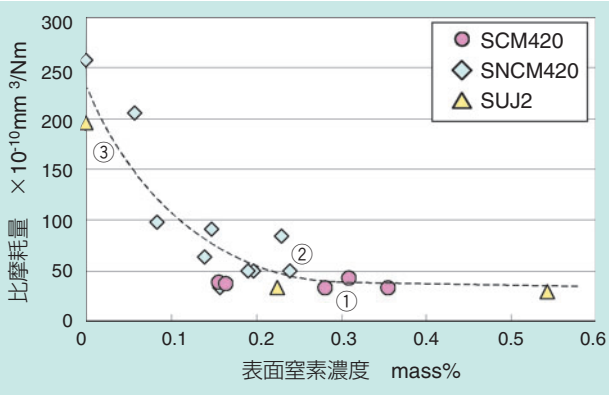


図8　表面窒素濃度と比摩耗量の関係（油潤滑）
Relationship between nitrogen concentration of surface and specific wear amount under oil lubrication

単位荷重・単位距離当たりの摩耗量を表すための単位であり，荷重×摺動距離で除した値である．また，試験片の表面窒素濃度は，予めリング断面から深さ方向の窒素濃度分布を測定し，試験片の研磨代から表面窒素濃度を読み取った．

試験の結果，鋼種にはほとんど依存せず，表面窒素濃度が高くなるにつれて耐摩耗性が大きく向上している．つまり，耐摩耗性が向上した要因としては，他にも表面硬度の高さや高硬度析出物の増加が考えられるが，表面窒素濃度の増加による効果の方が大きいと推測される．例として，図中サンプル①，②，③の硬度と析出物の面積率を**表3**に，析出物のSEM写真を**図9**，**10**，**11**に示す．

③はSUJ2のずぶ焼入材であるが，①のSCM420や②のSNCM420の浸炭窒化処理材よりも表面硬度が高い．また，析出物量を比較しても③の方が多く，②は少ないことがミクロ組織写真からもわかる．しかし，①や②の浸炭窒化処理材の方が耐摩耗性に優れる結果が得られた．つまり，耐摩耗性の向上には鋼中の固溶窒素が大きく寄与しているためと考えられる．そして，SNCM420とSCM420でも表面の窒素濃度を高めることで，優れた耐摩耗性を得ることができた．

表3　表面硬度と析出物量
Hardness and Area rate of precipitates

サンプル	表面硬度 HV	析出物面積率 Area %
①SCM420	710	6.3
②SNCM420	710	2.7
③SUJ2	740	6.7

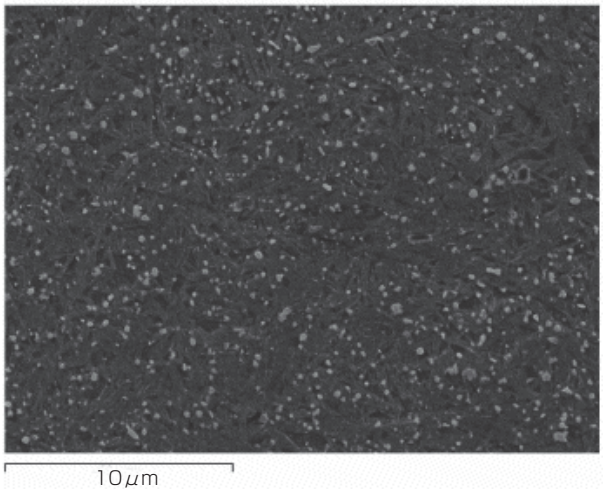


図9　①SCM420のミクロ組織写真（SEM）
Microstructure of Carbonitrided SCM420 (SEM)

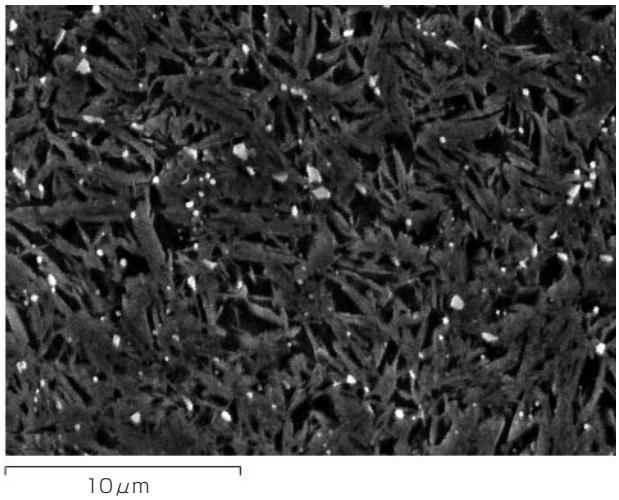


図10　②SNCM420のミクロ組織写真（SEM）
Microstructure of Carbonitried SNCM420 (SEM)

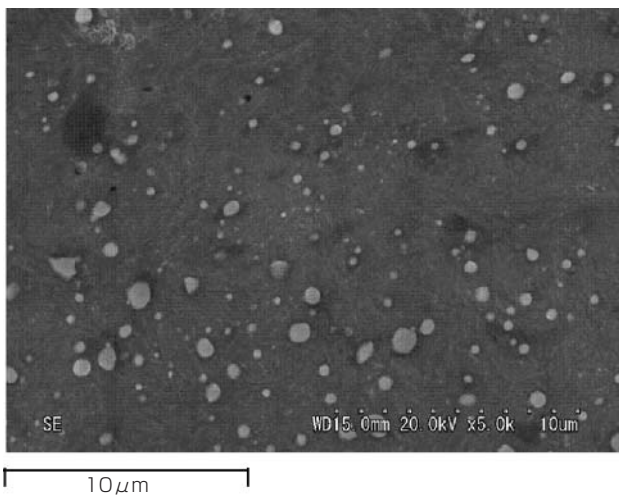


図11　③SUJ2のミクロ組織写真（SEM）
Microstructure of SUJ2 (SEM)

5．水潤滑摩耗試験

鉄鋼の連鋳工程では多量の水が吹き付けられるため，粉塵の他にも水や水蒸気が軸受内に浸入することがある．浸入した水は摩耗を促進する働きをする．

水混入潤滑での耐摩耗性の評価を油潤滑と同様にサバン型摩耗試験機で実施した．しかし，油と水は均一に混合し難いことから，水混入潤滑を模擬するために，純水による摩耗試験を実施した．潤滑方法はフェルトパッド給水とし，その他の試験条件は**表2**と同じである．

図12に水潤滑で摩耗試験した場合の，表面窒素濃度と比摩耗量の関係を示す．**図8**の油潤滑での試験結果に比べて，水潤滑では摩耗量が大きく増加したが，窒素濃度の増加により耐摩耗性が向上する傾向は同じであった．また，SNCM420の浸炭窒化処理材はSCM420の浸炭窒化処理材に比べて摩耗量が多い傾向が見られた．**図9**と**図10**に見られるように，窒素濃度がほとんど同じでも，SNCM420の浸炭窒化処理材はSCM420の浸炭窒化処理材と比較して表層の析出物量が少ない．硬度の高い析出物量が多いほど摩耗を抑制する効果も大きくなるため，その差が耐摩耗性に反映していると考えられる．水潤滑による摩耗は油潤滑に比べて摩耗量の多いシビア摩耗であると考えられるが，SCM420の浸炭窒化処理材が耐摩耗性に優れる理由は，固溶窒素量と析出物増加の相乗効果により摩耗が抑制されているからであると推測される．

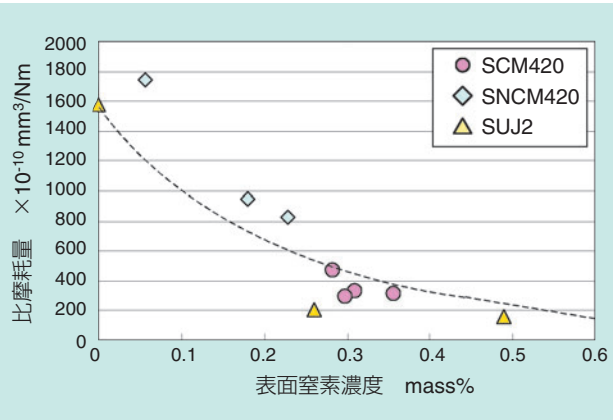


図12 水潤滑による表面窒素濃度と比摩耗量の結果
Relationship between nitrogen concentration and specific wear amount under water lubrication

6．浸炭窒化処理材が耐摩耗性に優れる理由

浸炭窒化処理を実施した浸炭鋼，SUJ2の耐摩耗性が向上する理由を考察した．**図13**にサバン型摩耗試験におけるSUJ2とSCM420の浸炭処理材と浸炭窒化処理材の摩耗量の経時変化を示す．試験条件は**表2**と同じである．SUJ2のずぶ焼入材とSCM420の浸炭処理材は90min近くまで時間に比例して摩耗が進行し，その後に摩耗の進行が鈍化する．一方，浸炭窒化処理材は共に15～30minと短時間で摩耗の進行が鈍化している．サバン型摩耗試験では，摩耗に従い接触面積が大きくなるため，面圧が低下し，摩耗量が減少することは考えられる．しかし，摩耗量が少なく，接触面圧が低下していない窒化処理材の方が早い段階で摩耗の進行が緩やかになっていることから，接触面積の拡大が原因ではない．つまり，窒化処理材では摩耗が大きく進行するシビア摩耗から摩耗の進行が緩やかなマイルド摩耗への移行（シビア・マイルド摩耗遷移）[5] が存在し，その遷移が早期に発生していることが推測される．本試験で窒化処理材の耐摩耗性が優れる主な理由は，シビア・マイルド摩耗遷移が早期に発生するためであり，マイルド摩耗への遷移が現れる環境下では，窒化処理は耐摩耗性の向上に有効であると考えられる．

同様に水潤滑での摩耗の進行も調査した．SCM420浸炭窒化処理材とSUJ2ずぶ焼入材に対する，油と水潤滑によるサバン型摩耗試験の経時変化を**図14**に示す．油潤滑では短時間でマイルド摩耗に遷移する現象が見られるSCM420浸炭窒化処理材も，水潤滑では時間に比例して摩耗が進行し，マイルド摩

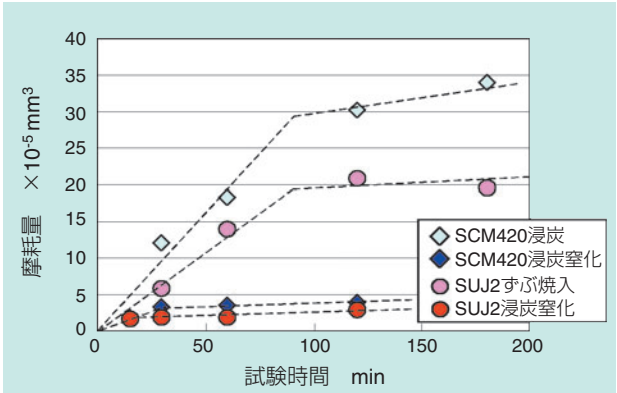


図13 油潤滑摩耗試験での摩耗量の経時変化
Change with time of wear amount under oil lubrication

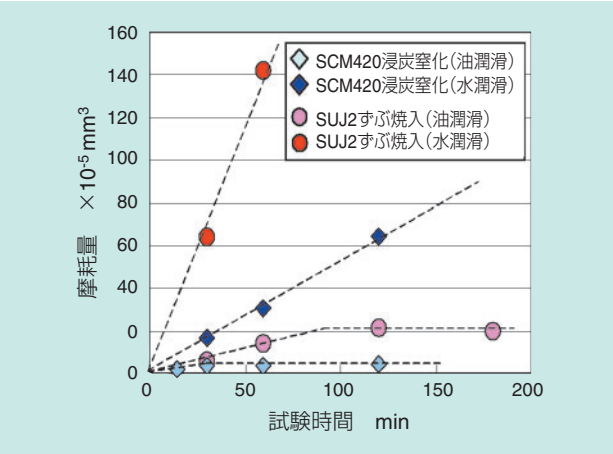


図14 油と水潤滑摩耗試験での摩耗量の経時変化
Change with time of wear amount under oil and water lubrication

耗への遷移は確認できなかった．同様に，SUJ2のずぶ焼入材でもマイルド摩耗への遷移は確認できなかった．そして，SUJ2のずぶ焼入材とSCM420の浸炭窒化処理材の水潤滑による摩耗の進行度を比較すると，浸炭窒化処理材の方が耐摩耗性に優れていることがわかる．水潤滑摩耗試験のようにマイルド摩耗への遷移が現れない場合は，時間に比例して増加するシビア摩耗の進行度が耐摩耗性に大きく影響する．表面窒素濃度を高めることで，シビア摩耗での耐摩耗性も向上させることができる．

以上の結果より，浸炭窒化処理された製品の耐摩耗性向上の主な要因は以下の2点であると考えられる．

①マイルド摩耗への遷移が早くなる

②シビア摩耗での耐摩耗性を高める効果がある

①のマイルド摩耗への遷移が早くなる要因は，固溶窒素の効果であると考える．一方，②に関しては窒素濃度と析出物量増加には相関があり，相乗効果により耐摩耗性が向上していると推測される．

7．まとめ

一般的な浸炭鋼の耐摩耗性を向上させる方法として浸炭窒化処理方法に着目し，表面窒素濃度と耐摩耗性の関係を定量的に評価した．そして，炉内の未分解NH_3濃度を高く雰囲気制御することで製品の表面窒素濃度を高めれば，耐摩耗性が大きく向上することを確認した．また，浸炭窒化処理材の耐摩耗性が向上する理由を考察し，シビア摩耗からマイルド摩耗への遷移が早くなる傾向が見られることと，水混入潤滑によるシビア摩耗でも，浸炭窒化処理材は耐摩耗性に優れることを明らかにした．

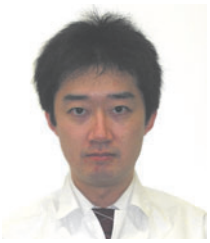
今後，本試験で明らかにした耐摩耗性向上メカニズムを更に突き詰め，軸受製品に反映していく予定である．

参考文献

1）鉄鋼材料便覧，日本鉄鋼協会編，177
2）那須忍：産業機械・鉄鋼用ASシリーズ軸受の適用，NTN TECHNICAL REVIEW，No.67，65，1998
3）例えば，山村賢二，大堀學：耐摩耗性を向上した"SWR軸受"の開発，NSK Technical Journal，No.671，30，2001
4）大木力：SUJ2の浸炭窒化処理に及ぼす炭素の活量及びベースガス組成の影響，鉄と鋼 Vol.93 No.1，44，2007
5）笹田直：摩耗(8)，機械の研究,第57巻,第8号,2005

執筆者近影

毛利　信之
要素技術研究所

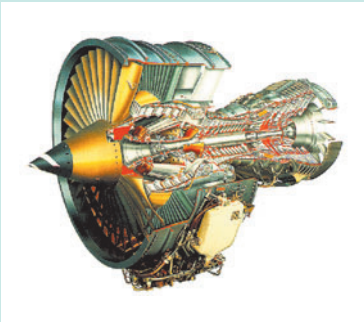


田口　一彦
要素技術研究所

［論　文］

航空宇宙軸受用32CrMoV13鋼の深窒化処理
Deep Nitrided 32CrMoV13 Steel for Aerospace Bearings Applications

Daniel GIRODIN*



ジェットエンジンのメインシャフト等に使用される航空宇宙用軸受は，飛行中のエンジン停止率の減少やメンテナンス作業周期を延長するため，極めて高い信頼性が必要とされる．これらの機能的かつ経済的課題に対して適切で信頼性のある金属学的な解決策が必要であり，本論文では航空用途に使われる既存鋼の限界の克服を目的に，耐表面損傷性や破壊靭性といった特性を向上させるための32CrMoV13鋼（AMS 6481）の窒化処理の開発について紹介する．
深窒化処理は，600μm以上の深さの硬化層であり，ナノサイズの窒化クロムのほぼ均一な析出分散により高硬度となる．また，この析出は非常に靭性の高い芯部を維持しつつ硬化層部に圧縮残留応力をもたらす．これら特性は，潤滑油中の異物に対する表面損傷抵抗の向上と，部品重量の軽減化に繋がる軌道輪との一体化設計と軸受の薄肉化設計を可能にする．

Bearings for aerospace applications such as main shafts of jet engines need to be extremely reliable in order to reduce the In Fligt Shut Down (IFSD) ratio and extend the frequency of maintenance operations.

These functional and economic issues require for the material the implementation of appropriate and reliable metallurgical solutions.

This report describes the developments of the nitriding 32CrMoV13 steel (AMS 6481) to optimise its properties in order to overcome the limits of classical steels used for aeronautical applications, such as resistance to surface damage and toughness. The deep nitriding provides a case deeper than 600 µm, a high surface hardness in the diffusion zone due to a semi-coherent precipitation of nano-metric chromium nitrides. This precipitation also generate compressive residual stresses, while maintaining a notably high tough core. These properties offer considerable advantages in extending both the surface resistance to contamination and the ability to design bearings with integrated design and thin sections that consequently reduce the weight of components.

1．はじめに

航空宇宙用軸受は厳しい使用条件下で使われるが，SNRでは，長年にわたり材料的観点からの取り組みを継続的に行なってきた．

航空機タービンエンジン用軸受は高速・高温で運転され，ヘリコプターのトランスミッション用軸受では高負荷容量を必要とする．これらの条件は，異物混入潤滑油や周囲構造の変形並びに振動などの厳しい運転環境と組み合わされる．一方では，疲労寿命と信頼性向上を求める安全に対する要求が高まっている．また最近の航空機用軸受は，軽量化とコストダウンも要求されている．これらの要求に対応して，薄肉断面で設計された軸受やフランジ付き軸受，フィンガータイプ軸受など軌道輪と一体化して機能を統合した軸受が考案された．また，経済的観点からは変形や研削代を最小限に抑える工程を必要とし，保守費用からは表面損傷に更に耐え得る軌道輪を必要としている．

本論文では，ずぶ焼き鋼や浸炭鋼よりも優れた表面損傷抵抗と破壊靭性を持つ32CrMoV13鋼の窒化処理を紹介する．

2．航空宇宙軸受の材料要求条件

航空機タービンエンジン用軸受の歴史では，新エンジンの開発を支えるため，合金成分と品質が同時に進歩することで信頼性と性能の両方が著しく向上してきた[1)]．しかし，運転温度の上昇を満たすために1950年代後期に開発されたずぶ焼きM50鋼（80MoCrV 42-16）は，他のずぶ焼鋼と同様に高速性で限界を示している．高速回転下での軌道輪の遠心力と軌道輪の圧入はめあいによる高いフープ応力は，以下の問題

*SNR Elemental Bearing Technology

を引き起こす原因となる：

- 転動による応力に付加されて軸受疲労寿命を減少させる．
- dn値（軸受内径 mm×軸回転数 min^{-1}）が約240万以上では，発生した疲労剥離への応力集中が軌道輪の破壊を引き起こす[2]．

M50NiL鋼（13MoCrNi42-16-14）や後に使われたX20WCr10鋼などの高温浸炭鋼は，靭性に富む芯部の存在に加え，硬化層における圧縮残留応力の生成により改善された[3]．圧縮残留応力は，等価応力分布に影響し，亀裂の発生と伝播の双方から疲労プロセスを遅らせる．とはいえ，これら鋼の破壊靭性は依然高くはない．また浸炭鋼に共通することでもあるが，熱処理工程中の油焼入れで生じる変形で研削コストが高まり，製造コストに悪影響を与えている．更に，高速条件下では，潤滑剤はいつも充分に満たされた（EHD）状態ではなく，少なくとも過渡期は表面疲労が生ずるほどの混合潤滑または枯渇潤滑状態である[4~5]．これらの条件においては，ずぶ焼き鋼も浸炭鋼も限界を示す．

3．窒化32CrMoV13鋼の開発

航空機用軸受の運転条件及び設計と生産の観点から前述したが，航空機用軸受には硬い表面と強靭な芯部を必要とする表面硬化鋼が要求される．

窒化による表面改質処理は，高硬度で表面への高い圧縮残留応力の付与という理由で浸炭処理以上の長所がある．この両特性は，耐圧痕損傷と滑り摩耗抵抗を改善することが知られている．窒化する鋼の合金成分（Cr, Mo, V, Mn and Al）は，フェライト状態での溶解性を向上させ，拡散層では細かい析出を促進するため破壊靭性に対して有効である．また，浸炭に比べて低い温度（500~550℃）で行う窒化処理は，焼入れがなく，温度保持中は組織的かつ機械的に安定性を維持して変形が少ない．

これらの特長により，既に他の機械的用途に使われている32CrMoV13の窒化処理は，硬化層深さがヘルツ応力に対して充分深ければ，最近の軸受の複雑で多くの問題に対する良い解決策であり，特にこの観点が深窒化処理の開発を暗示している．

3．1 ベース鋼

AMS6481として標準化されている32CrMoV13鋼とM50NiL鋼の化学成分を**表1**に示す．

表1 AMS6481の32CrMoV13とM50NiLの化学成分
Chemical composition of 32CrMoV13 as per AMS6481 and M50NiL

	成分（%）					
	C	Cr	Mo	V	Mn	Si
32CrMoV13 AMS 6481	0.29～0.36	2.80～3.30	0.70～1.20	0.15～0.35	0.40～0.70	0.10～0.40
M50NiL	0.11～0.15	4.00～4.25	4.00～4.50	1.13～1.33	0.15～0.35	0.10～0.25

*注：M50NiLは，上記成分以外にNiを3.20～3.60%含有する．

転がり接触疲労特性と構造的疲労抵抗の双方に対して，高水準でかつ高信頼性を確保するのに必要な微小介在物の清浄度を得るために，VIM＋VAR（真空誘導溶解＋真空アーク再溶解）溶解工程が実施される．窒化処理後の硬化層硬度は，ベース金属の熱処理後硬度(通常，HV芯部硬度＋100HVの深さで測定される)と鋼の成分，特に窒化物析出を促進する成分（Cr, Mo, V, Al)の量，によって決まる．32CrMoV13鋼は，浸炭鋼より高い表面硬度を確保するために許容できる窒化時間（最大100時間で，硬化層深さ≧0.6 mm）に対し，かなり良い窒素拡散率を持っている．なお，より強靭な窒化層を得るにはAlなしで，より高い芯部靭性を得るにはNiなしで，P（焼戻し脆性を避ける）のような残留成分を厳しく管理することが必要である．

3．2 窒化処理

前処理[6]

窒化処理工程は，機械加工をほぼ仕上げに近い状態まで進め，前処理を行った後に実施する．窒化処理中の変形は，浸炭や焼入れされる部品より小さいが，変形をできるだけ少なく止め，かつ管理する必要がある．

窒化処理中の部品変形の主な原因は，窒化処理の加熱で焼戻し効果が生じることによるベース金属の窒化処理中軟化である．

図1は，ベース金属の軟化に関し，初期硬度値（400~480HV）に対する窒化処理（555℃で25~100時間）の影響を示す[7]．必要な硬化層深さを得るために100時間処理した時の変形を抑制するには，初期硬度は380~420HV近傍でなければならず，それは625~650℃範囲での焼戻温度に対応する．

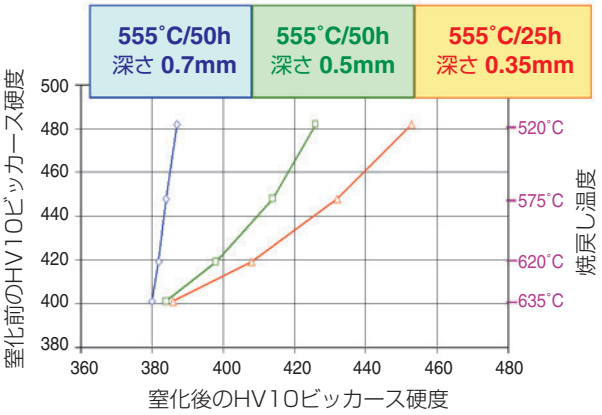


図1　各種窒素化処理前後の32CrMoV13ベース金属の硬度
Hardness of 32CrMoV13 base metal,
before and after different nitriding treatments

表2は，前処理後に得られる代表的な機械的特性とAMS 6481要求条件との比較を示す．

表3に32CrMoV13とM50NiL浸炭鋼の破壊靭性と回転曲げ耐久限度の比較を示す．32CrMoV13の優れた靭性が示されているが，これは強度が低いからであり，また，化学成分や焼戻脆性に鈍感なミクロ組織であることからも説明できる．疲労限度はM50NiLと同等かそれ以上である．この理由はM50NiLの粗い粒子サイズの有害な影響によるものと推察される．

表2　AMS 6481要求条件と比較した
32 CrMoV13の機械的特性
Mechanical properties of 32 CrMoV13 compared
to the requirements of AMS 6481

	硬度（ブリネル）	U.T.S (MPa)	降伏 Rp 0.2 (MPa)	A (%)	Z (%)	KV 衝撃強度 (J)	K_1C 靭性 (MPa·m)
AMS 6481	352～388	≧1137	>951	≧13		≧68	
代表値	370～380	1250	1060	16.5	70	133	154

表3　32CrMoV13 と M50NiL浸炭鋼の
主な機械的特性比較
Comparison of main mechanical properties of
32CrMoV13 and M50NiL carburizing steel

	UTS Rm (MPa)	降伏 Rp0.2 (MPa)	A (%)	K_1C 20˚C MPa$\sqrt{m}$	耐久限度 (10^7 cycles) (MPa)
32CrMoV13	951	1137	13	130	770
M50NiL	1060	1250	16.5	55	750

深窒化処理

処理の基本原理は，雰囲気の窒化ポテンシャルを深窒化処理サイクルの最初から高い値に設定して，部品の最も外側の表面に窒化γ'（Fe_4N）とε（$Fe_{2\text{-}3}N$）から成る均一な白層を形成することである[8]．安定した白層により拡散層での窒化欠陥（脱窒化や不均一な窒化）発生防止が恒久的に保証される．

窒化深さは，拡散と析出で管理することができ，主に表面下の窒素量と時間－温度サイクルによって決まる．従来の拡散層の深さは時間と温度の関数であり，実炉で窒化されたサンプルで測定された（**図2**）．

用途によっては，0.6mm以上の窒化深さが要求されるが，100時間以内で処理するなら，窒化は525～550℃の範囲で行われる必要がある．温度（クラス5縦型炉）と炉の雰囲気は均質な処理を保証することになる白層の安定した厚さを維持するために管理される．

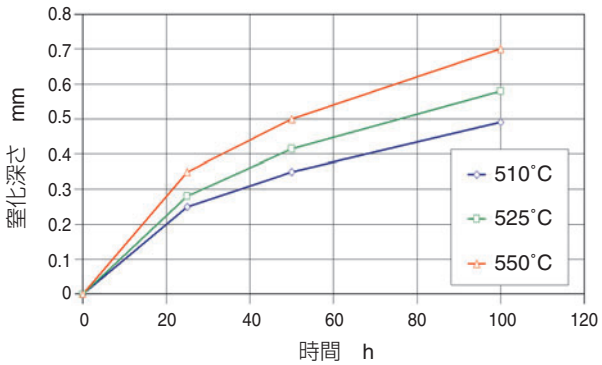


図2　温度に対する窒化時間と従来の窒化深さの関係
Conventional depth of nitriding vs
nitriding time for various temperatures

4．深窒化層の特性

4．1　ミクロ組織の特徴

前処理後の組織

鋼は，窒化前に焼入れされマルテンサイト焼戻しの第3段階に相当する625～650℃で焼戻される．フェライト組織には大きさが約0.1～1μmの初期マルテンサイトラスが残存する．一方，焼戻による炭化物がラスの境界とラスの内側で析出する．粒内炭化物は約100nm長さの棒状で，互いに65度配向した2種類で配列している（**図3**）．これらの炭化物はFe_3Cセメンタイトである．

図3　事前熱処理後の組織のT.E.M 顕微鏡検査
T.E.M micrography of the structure after prior heat treatment

窒化処理後の組織

拡散層の窒素と炭素の濃度プロファイルをEPMAを用いて測定した（図5b）．フェライト状態で表面に取り込まれた窒素量は，拡散層では概ね約１重量%で，500μmの深さを越えた内部では急速に減少する．一方，炭素含有量はベース材料の含有量以下で，窒素の拡散領域の最深部と一致する深さ600～700μmで最大に達するまで増加する．なお，局部的炭素のピークは，炭化物析出の存在を示している．また，硬度プロファイルは，窒素プロファイルに従って変化している．

白層（化合物層）は30μmより浅く，外側の多孔質$Fe_{2-3}N$-ε窒化物と内側のコンパクトなFe_4N-γ'窒素物から成っており，分岐が結晶粒界に沿って成長している（図4）．なお，軌道輪や仕上面の白層は研削によって除去される（通常70～80μm取りしろ）．

拡散層は二つの領域に分けられる（図5a）：

- 白層の下で深さ約100μmまでの領域，炭化物の析出が少ない．
- 芯部に向かう領域で，表面に平行な方向で結晶粒界に沿ってセメンタイトが析出した“エンジェルヘア”が存在する．

最初の領域に炭化物の析出が少ないのは，炭化物の固溶と，より安定した窒化物の析出によるものと説明できる．その結果，炭素は窒素の拡散で内部へ押しやられて“エンジェルヘア”炭化物が析出することになる．窒化処理の後，拡散層のミクロ組織は，前処理後に観察されたように焼戻されたマルテンサイト形態を保っている．粒界及び粒内炭化物が依然観察されるが，そのほとんどがより小さい窒化物や窒化炭化物の析出で置き換えられて消失した表面直下の領域を除いて観察される．

窒化物のディスク形で細かいナノサイズの析出も，全拡散領域における針状晶の内部で発生している．これらはほぼ均一析出しており，回折・高解像度T.E.M写真（図6a及び図6b）は，それらがCrNタイプであることを示している．それらは，わずか数原子間距離

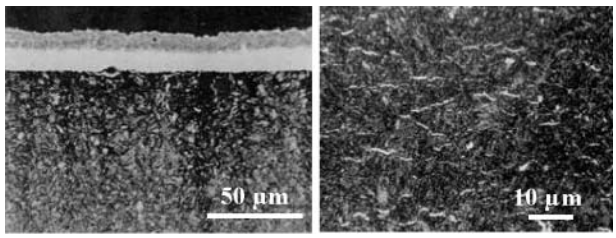


図4　窒化された硬化層のミクロ組織（光学）
Microstructure of the nitrided case (optical)

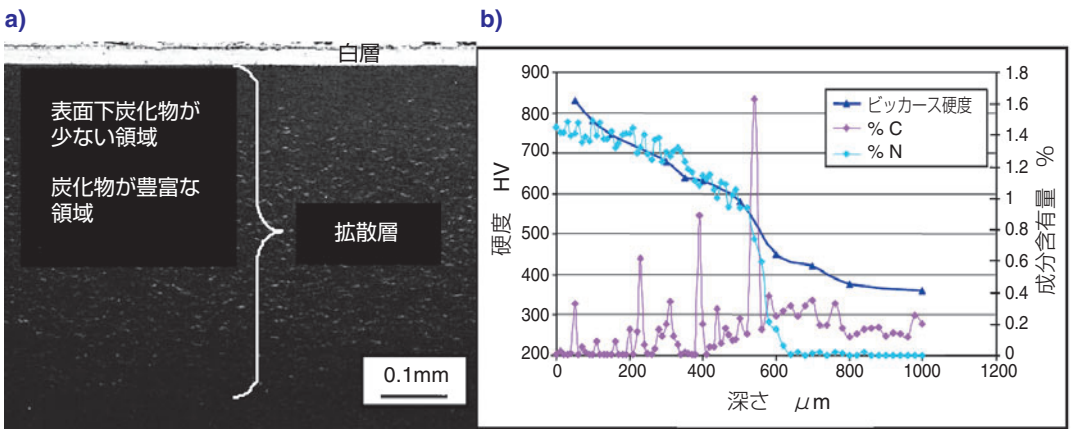


図5　a）窒化された硬化層の光学顕微鏡検査（ナイタルエッチング）
b）ビッカース　マイクロ硬度，重量%C，重量%N，窒化層断面
a) Optical micrography of the nitrided case (nital etching)
b) Vickers micro-hardness, weight %C, weight %N profiles of the nitrided layer

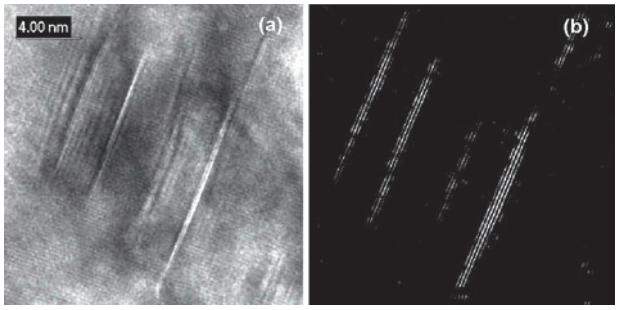


図6 a) ほぼ均一な析出の高解像度画像
b) 非常に薄い幅（≈3-4 原子平面）を示すフーリエ逆変換
a) High resolution image of semi-coherent precipitates.
b) Inverse Fourier Transform showing the very thin width (≈3-4 atomic planes)

しか離れておらず，直径は約10nm [9] である．

他の二つのタイプの析出も観察された：

- 大型（Fe，Cr)$_3$C炭化物は，小さな球形の残留炭化物と思われる．これらの析出は窒化クロムで，部分的にバナジウムやモリブデンに置き換わっている．
- 前の結晶粒界炭化物から生じた結晶粒界析出〔いくつかの孤立した球状析出（深さ約100nm)〕で，部分的にクロム，モリブデンとその他の析出に置き換えられたバナジウム窒化炭素が確認された．部分的にバナジウムとモリブデンに置き換えられた窒化クロムより50nm小さい．

芯部の組織は，窒化処理後には顕著に変化しないが，機械的特性が僅かに減少する（表4）．

4. 2 機械的特性

窒化処理は組織変態を引き起こし，巨視的な機械的特性の変化が生じる：

－表面層の顕著な硬化

部品の表面硬度は，0.55～0.75mmの硬化深さで730～830HV30の範囲内である．この値は“白層”を除去後（研削で平均75μm除去）に得られる値である．図7に浸炭されたM50NiLの典型的硬度プロファイルを示す．窒化した32CrMoV13鋼の表面硬度は，浸炭したM50NiL鋼より高いが，硬化深さは浅い．

硬度と他の機械的特性は，窒化された硬化層と芯部の両方に対して450℃で100時間の時効処理後も維持されている（表4）．他方，窒化層の高温硬さ（表面硬度）はM50鋼と同程度である（図5）．

－圧縮残留応力

ナノメトリックな窒化物の生成は，フェライトマトリックスの膨張を引き起こし，バランスを取って残留応力が生成する（図8）．残留応力は，X線回折を用いて，研削された玉軸受軌道面上の円周方向で測定されたものである．最初の10μmで観察された高レベルの圧縮応力は，研削工程で生ずる加工硬化によるものである．深さ100μm と 200μm間における応力の高まりは，恐らくこの領域における析出の成長に関連している．

表4 時効処理後の機械的特性の改質
Modification of mechanical properties after ageing

状態		表面	硬化層	芯部				
		ビッカース硬度	窒化深さ	ビッカース硬度	UTS	Y.S	EL	シャルピー衝撃
		HV10	mm	HV50	MPa	MPa	%	J/cm^2
処理のまま		375	-	375	1245	1050	15	140
窒化処理後		815	0.65	373	1200	995	15.5	125
時効処理後	450°C/100H	822	0.70	373	1195	985	16	145
	550°C/100H	741	0.80	356	1150	945	16	155

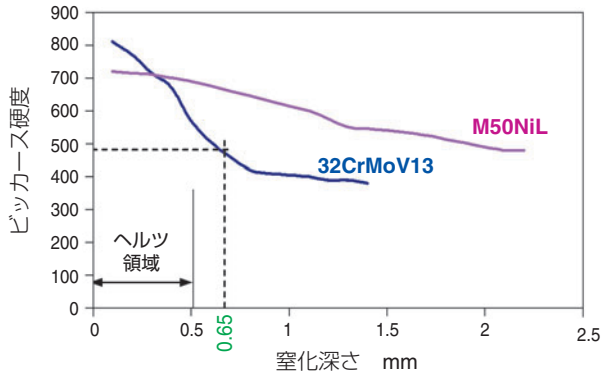


図7 窒化層の硬度プロファイル
Hardness profile of the nitrided layer

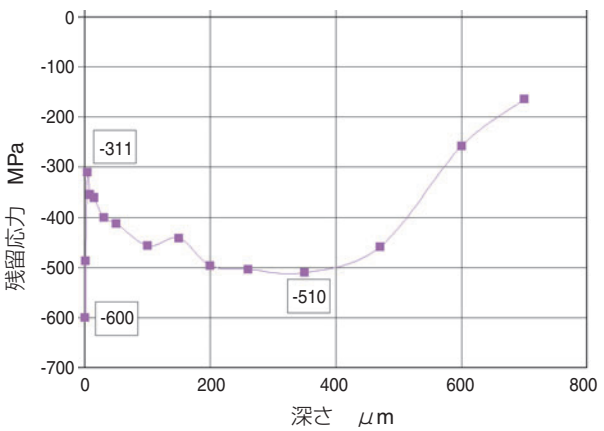


図8 残留応力プロファイル
Residual stress profile

圧縮残留応力約-510MPaの最大ピーク値は，浸炭焼入れされたM50NiL（≈-200MPa）より遥かに高く，また勿論ずぶ焼き鋼よりも高い（研削応力を除き残留応力なし）．

4. 3 転がり接触疲労特性

転がり軸受疲労には，内部起点疲労と表面起点疲労がある．EHD潤滑条件で経験される内部起点疲労は，非金属介在物清浄度に関係するが，再溶解された鋼に対しては重要な損傷プロセスとは成りえない．ヘルツ理論によれば，EHD潤滑条件下での転がり接触は，接触荷重で最大応力が発生する深さが決まる．窒化された部品（浸炭された部品も同様）の硬化深さは，ミクロ降伏応力限度 τf (z) のプロファイルが荷重条件に関係する相当応力曲線 τd (z) の上にくるようなヘルツ応力プロファイルに適合しなければならない．

このやり方で，窒化された硬化層におけるナノインデンテーション法に基づいた圧縮ミクロ降伏応力のプロファイルを決定する方法が開発された[10,11]．負荷応力とミクロ限界プロファイルの変化を比較することによって表面下損傷の潜在的リスクの評価が可能になる．

図9はNJ212円筒ころ軸受に対する荷重条件（ヘルツ応力=3100MPa）を示す相当応力プロファイルであり，M50と窒化した鋼のミクロ降伏せん断応力限度と比較したものである．（局部ミクロ降伏応力は 20×10^{-6} 塑性歪とする）中央の曲線は応力を高めるもの（例えば酸化介在物，炭化物など）がない状態でのM50鋼に対する最大せん断応力を示す．上の曲線は炭化物による局部的応力集中を考慮した局部的最大せん断応力である．下の曲線は最大せん断応力の局部値を減らす圧縮残留応力を含む窒化された鋼を示す．

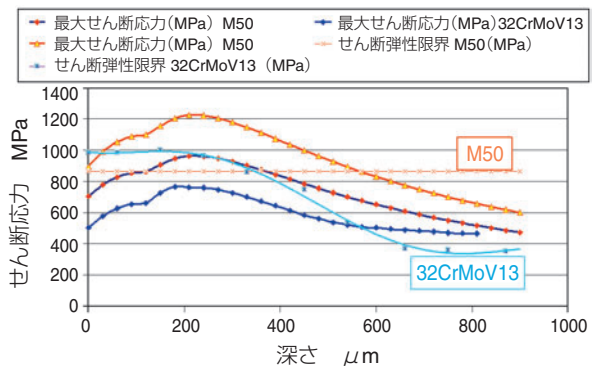


図9 NJ212軸受(PHz=3100MPa)に対する局部的最大せん断応力の比較
Comparison of local maximum shear stress for NJ212 bearings (PHz=3100MPa)

したがって，M50鋼は深さ600μmまで疲労表面下亀裂を進展することがあるが，これに対して窒化された鋼は最大ヘルツせん断応力領域では理論的に局部的な組織変質がなく，550μm以上の深い領域を除いて，応力が比較的低く損傷リスクが少ない．

窒化された硬化層の挙動が適性であることを確認するため，色々な潤滑剤と運転条件の下で種々の転がり接触疲労試験を行った．

EHD潤滑条件での疲労寿命

充分に満たされた油潤滑の下で，種々の接触条件に対して転がり接触疲労試験を行った（**表5**に試験条件と結果を示す）：

- 平ワッシャ（スラスト軸受）を用いるSNR FB2試験機
- 6309 深溝玉軸受 を用いるSNR標準 "S" 試験機
- NJ212ころ軸受を用いるSNR "FC"ベンチ試験機

これらすべての試験用軸受の転動体はずぶ焼き鋼製である．

点接触・線接触とも耐久試験結果は，ずぶ焼き鋼又は浸炭鋼よりも深窒化32CrMoV13鋼の方が優れた疲労寿命を示した．深溝玉軸受と円筒ころ軸受では，M50鋼の約2～3倍の寿命である．

表5 試験サンプルと実際の軸受の転がり寿命疲労比較
Comparison of rolling contact fatigue of test samples and actual bearings

	軸受タイプ	平ワッシャ	6309	NJ212
試験条件	アキシアル荷重(daN)	1075	530	300
	ラジアル荷重(daN)	—	1600	1200
	ヘルツ応力(MPa)	4200	3200	3100
	速度(min^{-1})	1500	2200	1200
	潤滑	ISO 46 オイル	ISO 46 オイル	ISO 46 オイル
	温度(°C)	40	室温	室温
L_{10} 寿命(h)	32CrMoV13	≧1300	3863	1240
	M50	≧1300	942	560
	M50 Nil	850	—	980
	X20WCr10	990	—	—

境界潤滑条件での疲労寿命

試験は，接触応力2500MPa，室温，NATO 0156オイルを使いFB2T試験機で行った．これらの条件で，油膜パラメータλ=油膜厚さ/$(R_a{}^2_{raceway}+R_a{}^2_{ball})^{1/2}$≃1.5である．M50NiL，M50と32CrMoV13の比較結果を**表6**に示す．損傷を生じなかった深窒化32CrMoV13鋼は，ピーリング損傷を示した浸炭M50NiLより遥かに優れている．

表6　境界潤滑とくぼみ付軌道（平ワッシャ）の転がり疲労寿命
Rolling contact fatigue under boundary lubrication and of dented raceways (flat washer)

		M50NiL	M50	32CrMoV13 DN
境界潤滑	L_{10}（h）	218	>900	>900
圧痕付き軌道	L_{10}（h）	123	503	>900

異物混入潤滑の模擬実験

異物混入潤滑条件の下では，外部異物によって作られた圧痕部に表面起点スポーリングが発生し，軸受寿命は低下する．人工圧痕の形状とサイズの軸受寿命に対する影響から，異物混入潤滑における疲労寿命の有益な情報を得ることができる．この目的のため，SNR FB2試験機を使った試験を行った．対角で280μmの4個のビッカース圧痕が試験前の軌道面上につけられたリング試験片を，NATO 0156オイル潤滑で2500 MPaヘルツ応力の下で運転した．深窒化32CrMoV13鋼はM50とM50NiL鋼に比べて長い寿命を示している（**表6**）．32CrMoV13鋼は損傷なしで900時間後に打ち切られたが，これに反してM50と特にM50NiLは早期損傷を生じた．この試験結果は，表面硬度が高いことと高圧縮残留応力の組合せ効果で説明が可能である．

5．製品の統計データ

上述した窒化処理条件が適切な前処理を施されて硬度380～420HVになった部材に適用された場合，150mmの外輪の70バッチ以上に関して測定された硬度，深さ並びに変形の統計的結果を**表7**に示す．これらの結果は，深窒化処理の優れた再現性を示している．

SNR社は，深窒化32CrMoV13を使って各種形状及び寸法の軸受を生産しており，航空機タービンエンジンの主軸やヘリコプターのローターマスト用の薄肉断面あるいは複雑な形状をした玉軸受やころ軸受に使用している（**図10**）．

表7　深窒化部品の金属的及び寸法的特性
Metallurgical and dimensional properties of deep nitrided parts

	スペック	平均値	範囲
窒化されたままの深さ(mm)	0.63～0.75	0.67	0.62～0.72
完成部品での深さ(mm)	≧0.55	0.60	0.55～0.65
白層(μm)	≦35	25	20～30
表面硬度(HV0.5)	750～850	795	760～830
芯部(HV0.5)	360～420	400	380～420
直径膨張率(μm/mm)	—	0.8	0.7～0.9
真円度(μm)	—	25	10～40

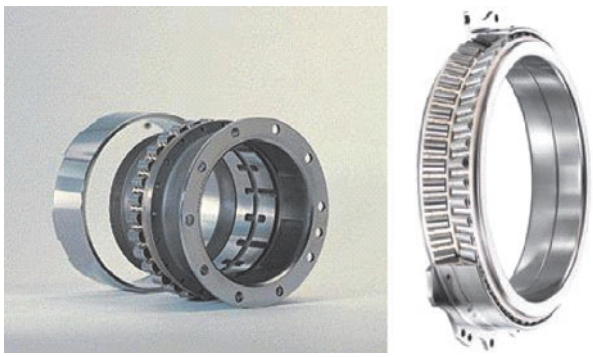


図10　航空宇宙軸受の例
Example of aerospace bearings

6. 結　論

32CrMoV13鋼（AMS 6481）に適用される深窒化処理は，航空宇宙軸受用に要求される相容れない特性（表面損傷抵抗と破壊靭性）の両立が可能である．

航空宇宙軸受は，高速・高温・希薄又は異物混入潤滑などの厳しい条件の下で運転される．更に，設計は複雑で，多くの機能を統合しており，軽量化のため薄い断面を必要としている．32CrMV13鋼の深窒化は，これらの要求条件に対して，古典的な高温軸受鋼（ずぶ焼き又は浸炭）より優れている．コア材料は構造的機能と高速回転速度に対し素晴らしい靭性を有しているし，ナノ窒化物の均一分散した析出により，窒化層は高い硬度と高圧縮残留応力と優れた転がり接触特性の特長を有している．また，窒化処理は，低温条件で行われて変形が少ないため，複雑な形状の部品を少ない仕上げ研削量で生産することを容易にすると共に，生産工程は管理されて特性のばらつきも小さい．

深窒化32CrMoV13は，これらすべての特長により，高い信頼性と安全性が求められる航空宇宙用部品に適した解決策である．

謝辞：本件に協力頂いたthe Aubert & Duval Companyとthe Mateis laboratory（Lyon INSA）に感謝の意を表します．

参考文献

1）Pearson, P.K., "The history and future of aircraft turbine engine bearings, Bearing steels: Into the 21st century", J.J.C. Hoo Ed, ASTM STP 1327, p335-353,1998.
2）Spitzer, R. "New case-hardening steel provides greater fracture toughness", Ball Bearing J., SKF, 234, 6-11, 1989.
3）Böhmer, H.J., "Residual stresses and material behaviour of M50NiL and RBD", Bearing Steels, J.J.C. Hoo Ed, ASTM STP 1195, p34-48, 1993.
4）Averbach, B.L. and Bamberger, E.N., "Analysis of bearing incidents in aicraft gas turbine mainshaft bearings", Tribology Transaction, 34 ; 2, pp 241-247, 1991.
5）Averbach, B.L, Van Pelt, S.G., Pearson, P.K. and Bamberger, E.N., "Surface initiated spalling fatigue in M50 and M50 NiL bearings", Lubrication engineering, vol.47,10, pp 837-843, 1991.
6）Joly, P. and Daniel Girodin. "Deep Nitriding of the 32CrMoV13 Steel (AMS 6481 0.32% C-3% Cr-1% Mo-0.2% V) and its Application for Aerospace Bearings," Toronto, May 2005.
7）Joly, P., FREY, J.and LARREUR, B., "Développements récents dans les aciers de nitruration et le contrôle des cycles de nitruration pour l'obtention de couches nitrurées très profondes, "NITRURATION, Journées franco-allemandes", J. Grosch et E.J. Mittermeijer, April 2002
8）Dulcy, J., Torchane, L., Gantois, M., "Mécanismes de formation et cinétique de croissance des couches nitrurées, "NITRURATION, Journées franco-allemandes", J. Grosch et E.J. Mittermeijer , April 2002.
9）M. Sennour, PhD Thesis, Lyon INSA, 2002
10）El Ghazal, H., " Study of microstructural and mechanical properties of case hardened 16NiCrMo13 and nitrided 32CrMoV13 steels – Application to the estimation of the rolling fatigue life", PhD Thesis, Lyon INSA, 1999.
11）Vincent, A., Elghazal, H., Lormand, G., Hamel, A., Girodin, D., "Local elasto-plastic properties of bearings determined by nano-indentation measurements", Bearing steel technology–Advances and state of the art in bearing steel quality assurance, J. M. Beswick Ed, ASTM STP 1419, p427-442, 2002

執筆者近影

Daniel GIRODIN

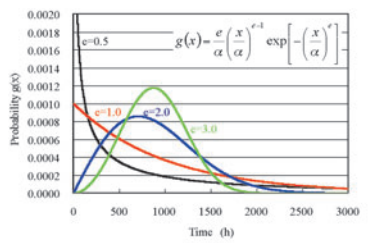
SNR Elemental
Bearing Technology

［論　文］

速度と信頼性を両立する転動疲労寿命試験の設計方法と試験結果の解釈の方法

Rolling Contact Fatigue Life Test Design and Result Interpretation Methods Maintaining Compatibility of Efficiency and Reliability

藤田　工*　Takumi FUJITA



本報告では，転動疲労寿命試験の設計とその結果の解釈を行なう方法について紹介する．本方法はワイブル乱数を使った方法である．1つ目の方法は，要求されるL_{10}寿命及びL_{50}寿命を保証するための打切り試験における打切り時間と試験個数の関係を明らかにすることができる．この関係は信頼性を維持し，無駄な試験を行なわないという点で有用である．2つ目の方法は，加速試験における試験個数とL_{10}寿命及びL_{50}寿命で必要な寿命の有意差の関係についても明らかにすることができる．この関係も加速試験において統計的に意味の有る試験個数を見積ることができる点で有用である．また，本方法は試験結果の評価に対しても応用できる．3つ目の方法は，試験個数が少なくて，ワイブルプロットによるL_{10}寿命及びL_{50}寿命の推定ができない場合でも，L_{10}寿命及びL_{10}寿命の範囲が計算できる．4つ目の方法は，2ロットのL_{10}寿命及びL_{50}寿命における寿命の有意差も判断でき，その寿命差についても定量的に評価できる．
以上の方法は，数学的なモデルを使った方法よりも理解しやすく，ほとんどの状況に対応できる柔軟な方法である，したがって，本方法によって，統計に基づいた転動疲労寿命試験の計画と試験結果の解釈において特別な経験は必要なくなるであろう．

In this report, several methods for both RCF life test design and result interpretation are introduced. These methods generate results using random numbers followed by Weibull distribution. The first method makes clear the relationship of arbitrary reliability between the minimum test numbers and the suspending time in fixed time test required at L_{10} and L_{50} lives. This relationship is useful to maintain the qualitative reliability and avoid excessive quantitative testing. The second method can clarify the relationship of arbitrary reliability between given test numbers and a resultant significant difference at L_{10} and L_{50} lives in accelerated testing. This relationship is also useful to estimate the test number based on statistical logic. Of note, applying calculations allows for estimates of the test results. The third method enables the calculations of the range of L_{10} and L_{50} lives with significant reliability even if the test numbers are too small to estimate L_{10} or L_{50} lives employing Weibull plots. The fourth method can determine the significant difference of L_{10} and L_{50} lives between two lots and allow the quantitative estimation of the minimum difference between their lives from data obtained by experiments.
These methods provide techniques that are easier to understand as compared with the recent mathematical model, and they show enough flexibility to apply to almost all type of the testing. These new system will therefore eliminate the need for qualified experiences in the statistical design and result interpretation of RCF life test.

1．はじめに

転動疲労寿命試験は，軸受の性能を評価するために欠かせない試験の１つである．一般に，軸受の転動疲労寿命はワイブル分布に従うとされており[1,2]，そのばらつきはきわめて大きい．したがって，軸受の転動疲労寿命試験では，信頼性を安全目に設定して寿命評価を行なうことが，市場でのトラブルを避ける上で重要な考え方になる．軸受の転動疲労寿命試験には，大きく分けて，実機の使用環境に近い条件での試験と比較的過酷な条件での試験がある．前者は製品が有限時間内に破損することが極めて少ないため，ある目標時間まで破損することなく試験が継続すれば，寿命は問題ないと判断する試験である（以下，この試験は「打切り試験」と呼ぶ．）一方，後者は比較的短時間で破損が発生するので，ワイブルプロットで寿命が推定でき，その推定寿命から性能の優劣を判定する試験である（以下，この試験は「加速試験」と呼ぶ．）

打切り試験では，より多くの試験片がより長い時間破損することがないほど，保証できる寿命は長くなるはずであるが，試験片個数と打切り時間を統計的な根拠に基づいて設定することが難しかった．この問題に対しては，試験個数と打切り時間の関係から寿命を推定する方法が既にある[3-5]．しかし，それらの方法は，

*要素技術研究所

数学的な方法であるため，状況に合わせた式の取扱いとその理解に難点があった．

一方，加速試験でも，より多くの試験片でより大きな寿命差が得られるほど，ロット間での寿命差が確実に判定できるはずであるが，試験片個数と有意差を判定できる寿命差を設定することが難しかった．この問題に対しても，Johnson[6]によって，試験個数と有意差を判定するためのL_{10}寿命差との関係を概算求めることができる線図が作成されている．しかし，この方法も，任意の条件での線図が用意されていないことから，実際に使用されることは少なかった．

以上のように，転動疲労寿命試験では，試験の設計と試験結果の解釈に関して，いくつかの難点があった．本報告では，転動疲労寿命試験の設計と試験結果の解釈を，客観的かつ定量的に実施できる方法について紹介する．本方法は，ワイブル乱数を使った計算による手法である．

2．本方法で計算可能な項目と計算で使用するワイブル乱数の発生方法

本方法は，ワイブル乱数を使って，**表1**のすべての問題を解くことができる．**表1**には，多くの内容が示されているが，計算での基本的な考え方は1つである．それは，「ワイブル乱数を発生して擬似的な寿命試験を行ない，その結果を試験の設計と試験結果の解釈に応用する」というものである．ワイブル乱数を発生するためには，ワイブル分布の3つの母数を定義する必要がある．以下に，ワイブル分布の確率密度関数を示す．

$$g(x)=\frac{e}{\alpha}\left(\frac{x-\gamma}{\alpha}\right)^{e-1}\exp\left[-\left(\frac{x-\gamma}{\alpha}\right)^{e}\right]\cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

e：形状母数，α：尺度母数，γ：位置母数

ワイブル分布には3つの母数が存在するため，ワイブル分布を定義するには，母数に関する3つの条件が必要である．ここで，本方法では，ワイブル分布を定義するための条件として，①過去の膨大な実験結果[7-10]から求めたL_{10}寿命と位置母数との関係式[11]，②計算の目的によって決まる寿命（L_{10}，L_{50}寿命等）の値，③実験の実績から仮定する形状母数（以下，形状母数はワイブルスロープとも呼ぶ）を用いる．ここで，①は以下の式で表される[11]．

$$\gamma=0.05\cdot L_{10}\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(2)$$

L_{10}：L_{10}寿命

今，発生させたいワイブル乱数のL_{10}寿命が計算の目的によって100と設定され，ワイブルスロープを軸受の寿命分布の一般的な値である10/9と仮定する[1, 2, 12]．式（2）の関係式と合わせて，ワイブル分布は以下のように定義できる．

$$g(x)=\frac{10/9}{720}\left(\frac{x-5}{720}\right)^{1/9}\exp\left[-\left(\frac{x-5}{720}\right)^{10/9}\right]\cdots(3)$$

表1　本方法が適用できる内容
Applicable contents of this method

試験の種類	分　類	内　容（問題）	項　目
打切り試験	設計 ①	打切り試験を納期以内に終了するためには，試験個数をどれくらい用意すればいいか	3. 1
	設計 ②	試験個数あるいは，試験機の台数が決まっている時，全数打切り時間を何時間に設定すればよいか	–
	設計 ③	途中で明らかに短い時間で破損が発生した場合，その破損時間が何時間であれば目標寿命を満たせないと判断できるか（=試験を中止してよい判断の基準はなにか）	–
	設計 ④	打切り時間以内に破損が生じた場合，残存試験片の打切り時間は何時間に変更すればよいか	–
	解釈 ①	全数未破損データからいえる寿命は何時間以上か	3. 2
	解釈 ②	いくつかの製品が破損している場合，未破損データと破損データからいえる寿命の範囲はどの程度か	–
加速試験	設計 ①	試験個数をどれくらい用意すれば、どの程度の信頼性の寿命が得られるのか，あるいは，試験個数が決まっているとき、ロット間にどの程度の寿命差があれば、有意差有りと判断できるのか	4. 1
	解釈 ①	2つの寿命は，本当に有意差があるといえるのか	4. 2
	解釈 ②	2つの寿命に有意差がある場合，何倍の寿命差があるといえるのか	4. 2

ここで，尺度因子の計算には，以下の関係式を用いた。この関係式はワイブル分布の累積分布関数である式(5)に式(2)を代入し，αについて解くことで得られる式である．

$$\alpha(L_{10}) = \frac{0.95 \cdot L_{10}}{\{\ln(10/9)\}^{1/e}} \quad \cdots\cdots(4)$$

$$G(x) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x-\gamma}{\alpha}\right)^{e}\right] \quad \cdots\cdots(5)$$

本方法では，以上の方法により，ワイブル分布の3つの母数を決定し，ワイブル乱数を発生する．ここで，ワイブル乱数の発生は，一様乱数から棄却法あるいは逆関数法を使うことによって実行できる．これら2つの乱数発生法のうち，どちらを採用してもワイブル乱数が得られるが，一様乱数には質のよい乱数を用いる必要がある．そのため，本方法では一様乱数の発生法としてメルセンヌツイスター法[13]を採用した．なお，本方法では，無限の乱数を使って計算するわけにはいかないので，その結果には最大5%程度の確率的な誤差があることに留意する必要がある．

表1に示す内容については，すべて計算可能であるが，本報告では最も基本的な内容である表1分類の下線の内容についてのみ説明する．

3．打切り試験

3．1　打切り試験における試験個数と打切り時間の設定

図1に打切り試験における試験個数の設計手順を示す．以下，説明を簡単にするため，具体例を挙げる．今，納期（=制限時間）が3ヶ月（約2100時間）の状況で，製品のL_{10}寿命が500時間以上（=目標品質）であると保証するための試験を実施したい状況を想定する．計算では，寿命分布の形状を決めるワイブルスロープ(以下e)を仮定しなければならないが，その値は軸受の寿命分布の一般的な値である10/9と仮定する[1, 2, 12]．ここで，適当な試験個数として6個の試験を行なうとし，L_{10}寿命が500時間以上であると保証するための試験の打切り時間を計算する．

図2にL_{10}寿命が500時間であるe=10/9の確率密度分布を示す．まず，**図2**に従う6個のワイブル乱数を発生する．これは，e=10/9，L_{10}寿命500時間の寿命分布を持つ製品から6個の試験片を取り出し，寿命データを得ることに対応している．次に，得られた6個の乱数すべてが何時間以上になるかを1000回繰り返し，6個の乱数すべてが何時間以上になる確率が高いかを**図3**の累積密度分布を作成することによって調べる．累積確率が0.9の位置では1499hとなり，6個のワイブル乱数のいずれかは90%の確率で1499時間以下になることが分かる．見方を変えると，1499時間以上の全数打切りデータが得られたら，その軸受のL_{10}寿命は90%の確率で500時間以上になるので，1499時間はこの状況での全数打切り時間になる．今，納期は2100時間であるので，1499時間の全数打切り時間は納期上の問題はなく，試験個数は6個でよいという判断ができる．もし，納期よりも全数打切り時間が長くなった場合は，乱数発生数（試験個数）を増やし，全数打切り時間を納期よりも短くできる条件を探すことになる．なお，本計算では，目標品質をL_{10}寿命に対して設定したが，本方法では，**表1**のすべての項目を任意の破損確率に対して設定できる．

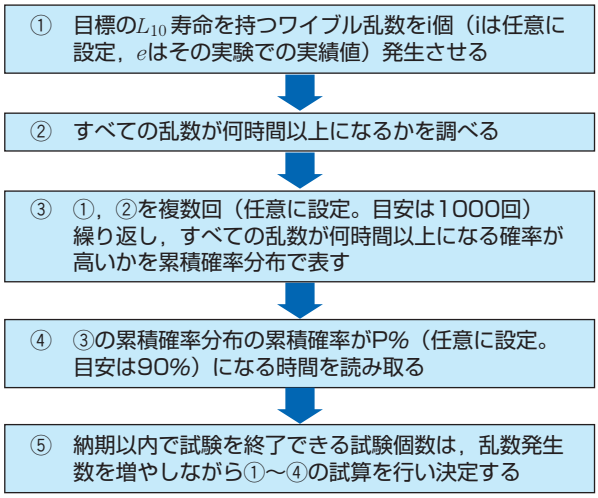


図1　打切り試験における試験個数の設計手順
Flowchart to design test number in fixed time test

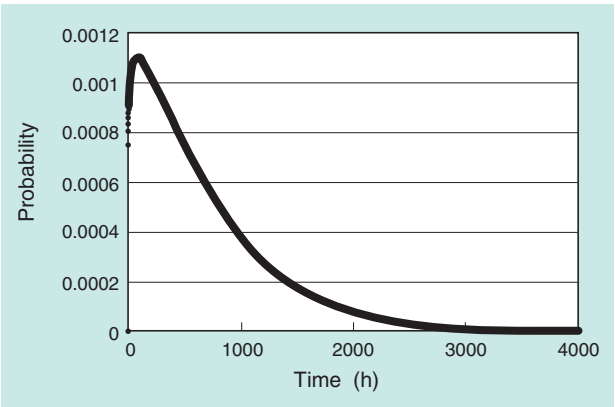


図2　L_{10}寿命500時間，e=10/9の確率密度分布
Weibull probability density distribution for L_{10}=500h and e=10/9

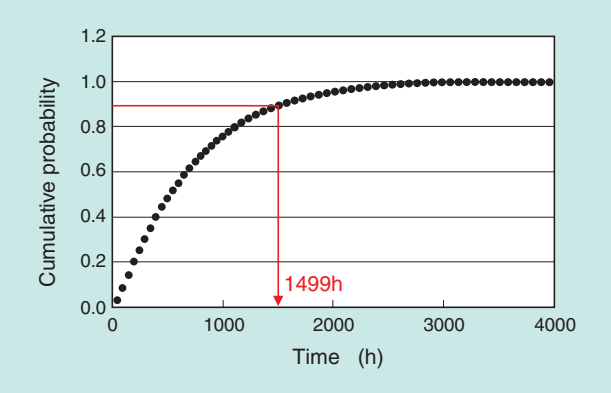


図3 全数打切り時間を読み取るための累積確率分布
（目標品質L_{10}=500h以上，e=10/9, 試験個数=6）
Cumulative probability distribution to estimate suspending time prior to failure
(Required L_{10} life=500h, e=10/9, Test number=6)

3. 2 全数打切り試験結果からいえる寿命の推定

図4に全数打切り試験結果からいえる寿命の推定の手順を示す．以下，説明を簡単にするため，具体例を挙げる．今，3.1項のL_{10}寿命500時間を保証するための試験を行っている状況を考える．試験では，6個の試験片が1499時間全数未破損であったが，そのまま試験を継続し，3000時間全数未破損という結果が得られた．以下では，この状況から推定できるL_{10}寿命を計算する．

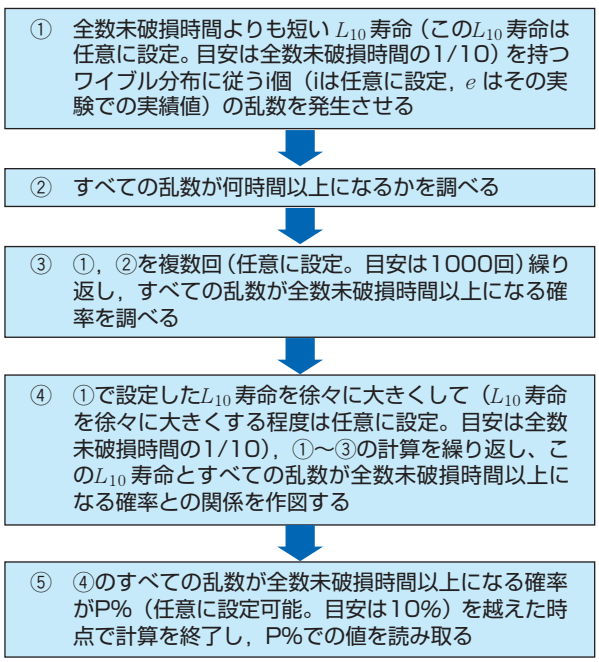


図4 全数打切り試験結果からいえる寿命の推定の手順
Flowchart to estimate L_{10} life from suspending time prior to failure

まず，全数未破損時間である3000時間よりも短いL_{10}寿命（目安は全数未破損時間の1/10）を持つワイブル分布から乱数を6個発生し，得られた乱数6個すべてが3000時間以上になるかどうかを調べる．この作業を1000回繰り返し，1000回中何回の頻度で3000時間を越える状況が発生するのかを調べる．これは，ワイブルスロープ10/9，L_{10}寿命300時間の寿命である6個の試験片を寿命試験したときに，どの程度の確率で3000時間全数未破損になるかを調査していることに対応する．さらに，この調査をL_{10}寿命を徐々に大きくしたワイブル分布に対して行い，横軸をそのL_{10}寿命，縦軸を3000時間全数未破損の確率とした**図5**（**図5**には，計算結果の精度を高めるため，300時間ごとではなく，50時間ごとのL_{10}寿命に対しての3000時間全数未破損の確率が示されている．）を作成する．10%の頻度でしか3000時間以上の全数未破損のデータが得られない寿命分布はL_{10}寿命が975時間のものである．したがって，3000時間全数未破損のデータが得られる場合は，L_{10}寿命が975時間以上である確率が極めて高いと判断できる．

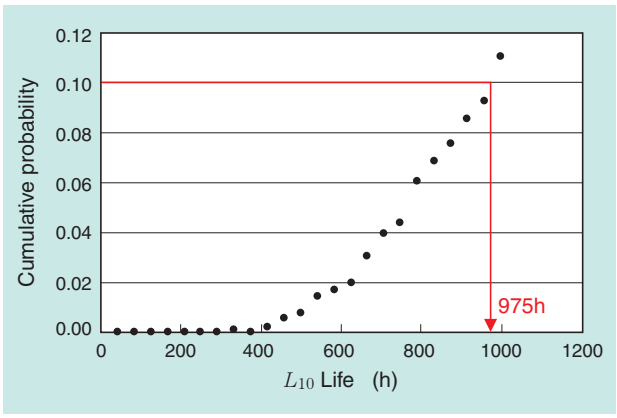


図5 全数打切り時間からL_{10}寿命を読み取るための累積確率分布（e=10/9, 試験個数=6）
Cumulative probability distribution to estimate L_{10} life from the suspending time prior to failure
(e=10/9, Test number=6)

4．加速試験

4．1　加速試験における試験個数の設定

図6に加速試験における試験個数を設計するための手順を示す．以下，説明を簡単にするため，具体例を挙げる．加速試験では，何ロットかの試験片を用意して寿命試験を行い，それらロット間の寿命差を比較することが多い．今，2ロットの比較試験で試験個数が各3個の場合，どのくらいの寿命差があれば，2ロット間の寿命に有意差があるといえるのかということについて考える．ここで，寿命分布のeは10/9であると仮定する（図2の確率密度分布参照）．

任意のL_{10}寿命を持つワイブル分布から乱数を3個発生し，その3個のデータからL_{10}寿命をワイブルプロットで推定する．ここで，L_{10}寿命の推定は，メジアンランクの計算にジョンソン法[5]，ワイブルプロットの回帰直線の決定に相関係数法[14]を採用することにより行なった．次に，同じL_{10}寿命を持つワイブル分布に従う乱数を3個発生させ，それらのデータからL_{10}寿命をワイブルプロットで推定し，両者のL_{10}寿命からL_{10}寿命比を求める．以上の操作を1000回繰り返し，図7に示す1000組のL_{10}寿命比の累積密度分布を作成する．図から，同一ロットの試験片を抜きとって試験を行ったにもかかわらず，寿命比は必ずしも1にはならず，0.042～21.8倍（累積確率分布の5%と95%の区間での値）の間でばらつくことが分かる．これは，同一ロットの試験片でも，試験個数が3個と少なければ，0.042～21.8倍の寿命差が90%の確率で発生することを示している．すなわち，試験個数を3個しか用意できないときは，21.8倍以上あるいは0.042倍以下の寿命差がなければ，2ロット間の寿命に有意差があるという判断はできないということである．

次に，乱数（試験個数）を増やして，寿命比のばらつきを上述と同様な手順で計算し，図8のように試験個数と寿命比のばらつきの関係を作成する．今，2倍以上の寿命差をもって，そのロット間の寿命の有意差を判断する場合，eが10/9の試験における必要試験個数は，L_{10}寿命で評価する場合で45個，L_{50}寿命で評価する場合で15個ということになる．

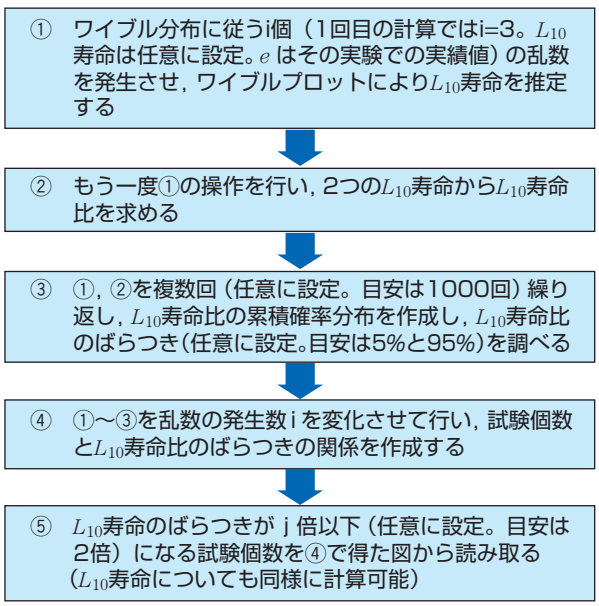


図6　加速試験における試験個数の設計手順
Flowchart to determine test numbers on accelerated test

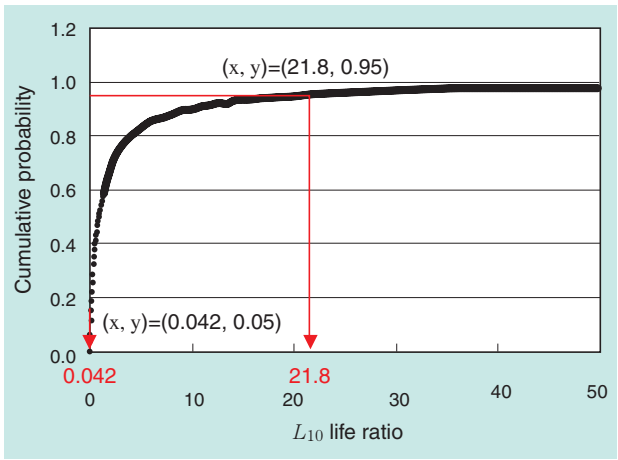


図7　L_{10}寿命比の累積確率分布（e=10/9，試験個数=3）
Cumulative probability distribution of L_{10} life ratio
(e=10/9, Test number=3)

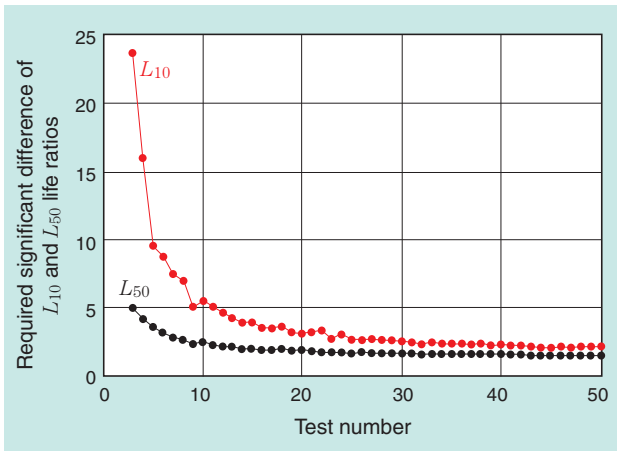


図8　試験個数とL_{10}及びL_{50}寿命比のばらつきの関係（e=10/9）
Relationship between test number and required significant difference of L_{10} and L_{50} life ratios (e=10/9)

4. 2 加速試験結果における寿命差の推定

加速試験結果の有意差検定は4.1項の**図8**の結果から行なうことができる．例えば，試験片を10個用意できた場合は，L_{10}寿命で5倍の寿命差があれば，有意差があると判定できる．しかし，この線図からは，有意差があった場合に，どの程度の寿命差を保証できるのかについては求めることができない．本項では，有意差があった場合の寿命差の計算方法について説明する．

図9に加速試験結果において寿命差を推定する手順を示す．以下，説明を簡単にするため，具体例を挙げる．今，寿命比較を試験個数10個で行って，L_{10}寿命で10倍の寿命差が得られた状況を想定する．**図8**から明らかなように，この2ロット間の寿命差には有意差があると判断できる．以下では，この状況での寿命差を計算する．

最初の手順は，4.1項で**図7**を作成したところまでは同様であるが，乱数発生数が10個になる点で異なる．**図10**に試験個数10個の場合のL_{10}寿命比の累積確率分布を示す．**図10**から，L_{10}寿命比のばらつきは，試験個数が多くなっているため，**図7**よりも小さくなっていることが分かる．次に，L_{10}寿命が異なるワイブル分布との組み合せで，**図10**を同様に作成する．具体的には，L_{10}寿命が1.1，1.2…3倍の寿命差がある分布の組み合せに対して，L_{10}寿命比の分布をそれぞれ作成する．一例として，**図11**にL_{10}寿命が2.1倍の寿命差がある分布の組み合せで計算したL_{10}寿命比の累積確率分布を示す．これより，L_{10}寿命が2.1倍異なっているロットの場合，最大（累積確率95%の位置）で10倍の寿命差が得られることが分かる．最後に，これらL_{10}寿命差に対するL_{10}寿命比のばらつきを求め，**図12**を作成する．この線図は，縦軸の値の寿命差があるロット間から10個の試験片を抜き出したら，横軸の値以内の寿命差におさまる確率が90%であることを示すものである．したがって，**図12**から，10倍のL_{10}寿命差は，2.1倍以上のL_{10}寿命差があるロット間でしか起こる可能性が少ない結果であることが分かる．これより，この状況で保証できる寿命差を保守的に見積ると，2.1倍になる．

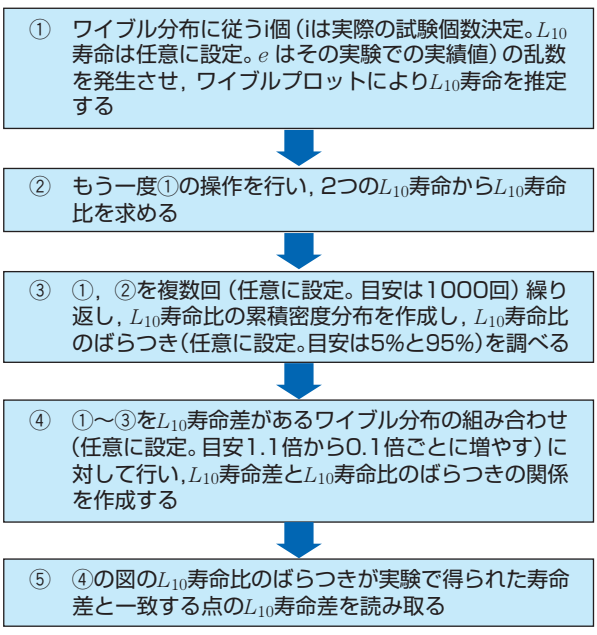


図9 加速試験結果において寿命差を推定する手順
Flowchart to estimate the minimum life difference with respect to accelerated test results of 2 lots

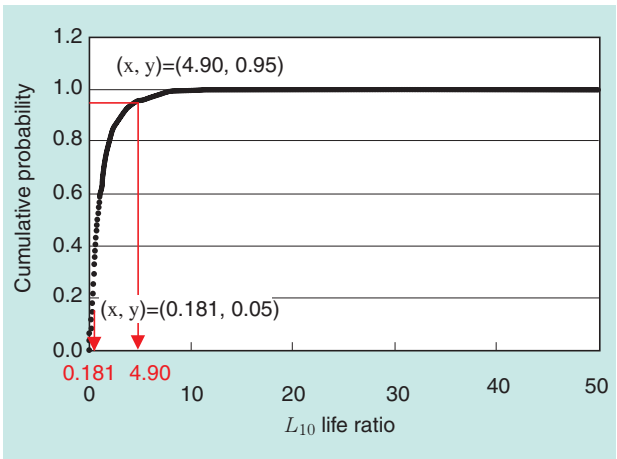


図10 L_{10}寿命比の累積確率分布（e=10/9, 試験個数=10）
Cumulative probability distribution of L_{10} life ratio (e=10/9, Test number=10)

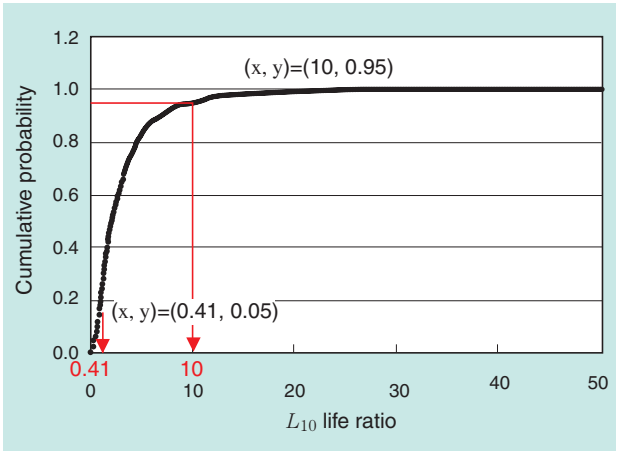


図11 L_{10}寿命比の累積確率分布
（e=10/9, 試験個数=10, L_{10}寿命差=2.1倍）
Cumulative probability distribution of L_{10} life ratio (e=10/9, Test number=10, Difference of L_{10} life=2.1)

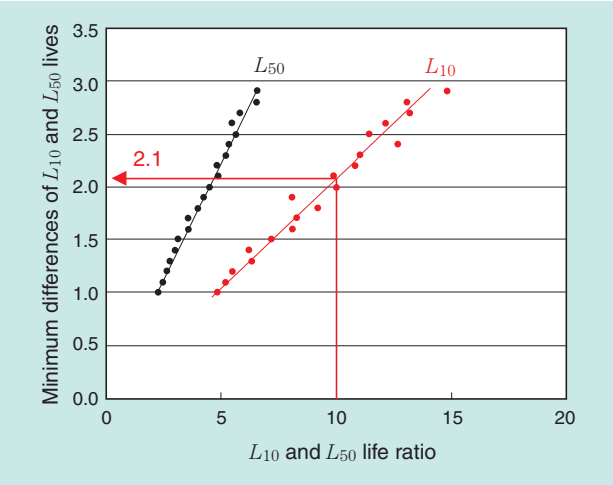


図12　加速試験結果においてL_{10}及びL_{50}寿命差を推定するための線図
(e=10/9, 試験個数=10)
Diagram to estimate the minimum differences of L_{10} and L_{50} lives with respect to accelerated test results of 2 lots
(e=10/9, Test number=10)

5. 考　察
（仮定するeを実験結果から求める方法）

本方法では，結果がeによって大きく変化するので，仮定するeが正確なものかどうかが重要になる．以下では，妥当なeの値を実験から求めるための留意点について示す．

一般に，eは転走面の接触応力状態や破損モードの変化に依存するパラメータであるとされており[12]，試験条件によって変化するものと考えられる．一例として，**図13**に高面圧（点接触，P_{max}=5.88GPa）での転動試験の寿命試験結果を示す．この試験でのeは2.88であり，一般の転動寿命でよく使われる10/9や9/8などの値[1, 2, 12]よりも大きな値である．このように，eは試験条件によって大きく変化するので，仮定するeは，試験条件ごとに正確に求める必要がある．**図14**に乱数シミュレーションによって求めた試験個数とeのばらつき（累積密度分布の下限5%と上限95%の区間での値）の関係を示す．この結果はeが10/9である寿命分布からワイブル乱数を発生し，その結果をワイブルプロットする作業を1000回行って得たものである．eのばらつきは，上限と下限いずれでも試験個数が多くなるにつれて10/9に漸近していくことが分かる．また，そのばらつきの変化は試験個数が10個までが著しいことが分かる．**図15**に**図14**の下限値と上限値の値を試験個数で微分し，微分値の最大値で規格化した結果を示す．その微分値はeによらず，試験片が10個で約0.2まで低下し，試験個数が20個で約0.1まで低下することが分かる．これより，実験からeを見積るには，最低限10個，望ましくは20個が目安となると考える．

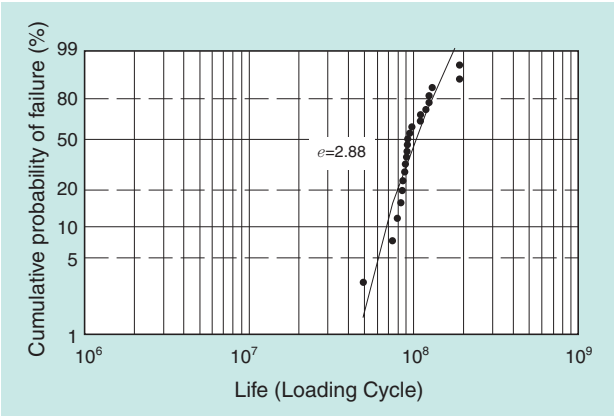


図13　転動疲労寿命試験結果の例
（点接触，P_{max}=5.88GPa）
Example of RCF life test result
(Point contact, P_{max}=5.88GPa)

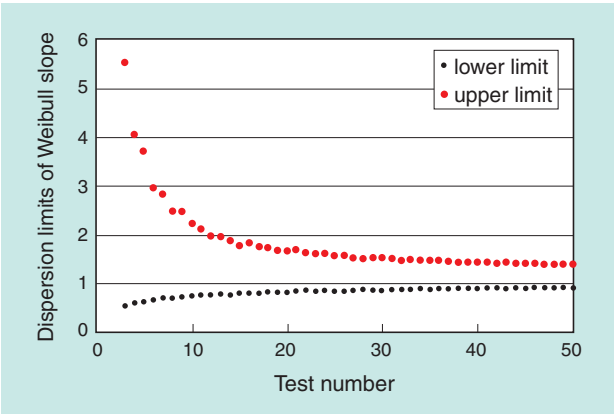


図14　試験個数とeのばらつきの関係
(寿命分布のeは10/9として計算した結果)
Relationship between test number and dispersion of Weibull slope
(The result is conducted as e=10/9 of life distribution)

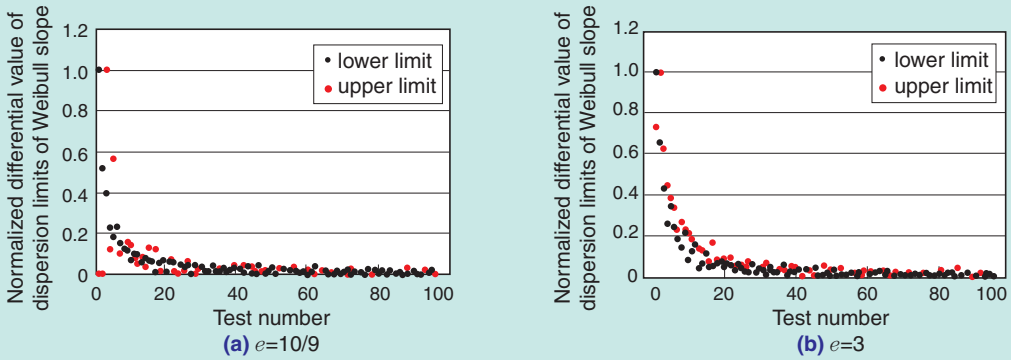


図15　eのばらつきの限度の微分値を規格化した結果(e=10/9, 3)
Normalized differential value of dispersion limits of Weibull slope depending on test number (e=10/9 and 3)

6. まとめ

本報告では，転動疲労寿命試験の信頼性と速度を両立するための設計方法と試験結果の解釈の方法について説明した．本方法は，数学的なモデルを使った方法よりも直感的に理解しやすく，ほとんどの状況に対応できる柔軟な方法である，したがって，本方法は，転動疲労寿命試験の経験がほとんどない者でも，信頼性と速度を両立しながら，試験の設計と結果の解釈を理解しながらすすめることができる．

参考文献

1）G. Lundberg and A. Palmgren: IVA Handlinger, (1947) 196.
2）G. Lundberg and A. Palmgren: IVA Handlinger, (1952) 210.
3）R. B. Abernethy: The New Weibull Handbook 5th edition, (2006) chapter 6.
4）日本信頼性学会編集: 信頼性ハンドブック, 日科技連出版社, (1997) 209.
5）S. N. Luko: SAE technical paper series, No012859, (1999).
6）L. G. JOHNSON: The Statistical Treatment of Fatigue Experiments, ELSEVIER, (1964) 16.
7）T. E. Tallian: ASLE Trans., 5 (1962) 183.
8）B. Snare: The Ball Bearing Journal (SKF), (1970) 162.
9）黒田昌夫: 潤滑, 17, 9 (1972) 569.
10）岡本純三, 吉岡武雄, 藤原孝誌, 藤田清志, 北原時雄, 小泉鎮男: 潤滑, 22, 5 (1976) 307.
11）ISO/TS16281, (2006).
12）清水茂夫：機械系のための信頼性設計入門，数理工学社, (2006) 36.
13）M. Matsumoto and T. Nishimura: ACM Trans. on Modeling and Computer Simulation, 6 (1996) 99.
14）星出敏彦，酒井達雄，境田彰芳: 機械の研究, 41-2 (1989) 320.

執筆者近影

藤田　工
要素技術研究所

［論　文］

高速軸受用グリースの潤滑機構の研究
Research of Grease Lubrication Mechanism for High Speed Bearings

川村　隆之* Takayuki KAWAMURA

工作機械用軸受は，常温高速下で主に油潤滑で使用されているが，メンテナンス性に優れるグリース潤滑の適用も進められている．グリース潤滑の際には，無給脂で数万時間の耐久性を満足する必要があるため，長寿命グリースが必要である．
今回，常温高速下で寿命となった工作機械用軸受のグリースを調査し，高速軸受用グリースに必要な基本性能として，従来の長寿命グリースの性能指標となっていたグリースの耐熱性（耐酸化劣化）ではなく，転走面への油供給性が重要であることを明らかにした．さらに，油供給性のモデル実験により，強固な増ちょう剤構造を持ち，なおかつ油分離しやすいグリースが，転走面への油供給性に優れ，常温・高速下で長寿命となることをつきとめた．

Machine tools bearings are operated at high speed and room temperature. They are widely used with oil lubrication, but also used with grease lubrication.

In the case of grease lubrication, it is necessary to lubricate for tens of thousands of hours without supplying new grease. However, excellent anti oxidation grease necessarily do not lubricate longer life.

This report investigates used grease operated at high speed and room temperature. It was found that oil supply ability to rolling contact area was more important than oxidation stability.

Moreover, it was also found that grease with easily oil separation and stable thickener structure became longer life.

1．まえがき

工作機械用軸受には，加工時間短縮や加工精度向上の観点から，高剛性，高回転精度や低温度上昇が要求される．また，環境負荷低減の観点から潤滑油量の削減やグリース潤滑の採用拡大が求められている．その中でも，特に市場のニーズとして求められているのは，環境に優しく，取り扱い・メンテナンスも容易なグリース潤滑の採用である．グリース潤滑の場合は，無給脂で20,000時間の耐久性が要求されるため，長期耐久性に優れるグリースが必要である．

一般的に，グリースの耐久性は，グリースの耐熱性（耐酸化劣化）に大きく影響されると考えられている[1~6]．そのため，150℃以上の高温下で連続試験を行い，耐久性を確認している[7~9]．しかしながら，常温高速下で使用される工作機械用軸受では，高温耐久性に優れるグリースが必ずしも長寿命とならないことが経験的に知られており，実際の工作機械用軸受により数万時間以上の耐久試験を実施してグリースを評価・選定することが行われてきた[10~13]．そのため，工作機械用軸受において，グリース潤滑下での長寿命化を効率よく図るには，常温高速下でグリース寿命に至るメカニズムを解明し，それに基づいた長寿命グリースの開発を行う必要があった．

本報では，工作機械用軸受の長寿命グリースに必要な特性を明らかにするとともに，**NTN**が$d_m n$＝170万対応のシール付きアンギュラ玉軸受に採用している「SE-1」グリースの性能について紹介する．

2．常温高速下でのグリース寿命

グリースA，B，SE-1の組成の異なる3種類のグリースについて，常温・高速耐久試験（試験Ⅰ）および高温耐久試験（試験Ⅱ）を実施した．**表1**にグリース組成を，**表2**に試験条件を，**図1**，**2**に結果を示す．グリース寿命は，グリースAの寿命を1とした時の相対値で表した．高温耐久試験（試験Ⅱ）では，グリースBが長寿命であるが，常温・高速耐久試験（試験Ⅰ）

*要素技術研究所

では，SE-1の方が長寿命である．この結果より，高温耐久性に優れるグリースが，常温高速下では，必ずしも耐久性に優れるとは限らないことがわかる．

この違いが，温度と回転速度のどちらの影響によるものかを確認するために，常温耐久試験（試験Ⅲ）を行った．試験Ⅲは，試験Ⅱと同じ試験機を用い，温度条件を変えて試験した（ただし，グリース封入量は変更している）．結果を図3に示す．試験Ⅱでは，グリースA＜SE-1＜グリースBの順に長寿命となるが，試験Ⅲでは，グリースA＜グリースB＜SE-1の順に長寿命となり，同じく室温で行われた試験Ⅰと同じ傾向を示すことがわかる．すなわち，運転温度の違いにより長寿命となるグリースが変わることが明らかとなった．

3．転走面への油供給状態の観察

グリースA，BおよびSE-1の試験Ⅲ後の軸受について，外輪転走面およびその周辺部のグリースの存在状態を顕微赤外分光分析器により確認した．結果を図4～6および表3に示す．

最も短寿命であったグリースAの場合，転走面近傍（図4-②）および周辺グリース（図4-③）には十分な油分が残っているにもかかわらず，転走面（図4-①）にはグリース成分がほとんど存在していないことが確認された．これは，転走面に増ちょう剤がほとんど存在しないこと，また，転走面近傍グリースから転走面への油分の供給も不十分であることを示している．

表1　供試グリース
Tested greases

グリース	Grease A	Grease B	SE-1
増ちょう剤	金属石けん	ウレア	ウレア
基　油	合成油	合成油	エステル
動粘度　mm²/s（40℃）	23	40	22
ちょう度	280	230	280

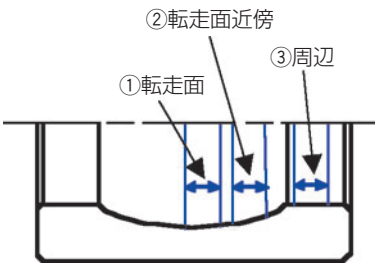
表2　試験条件
Test conditions

試　験	試験Ⅰ	試験Ⅱ	試験Ⅲ
	常温・高速耐久	高温耐久	常温耐久
軸　受	7020	6204	6204
温　度	室温	150℃	室温
回転速度　min⁻¹	7500	10000	10000
$d_m n$	100万	34万	34万
接触面圧　GPa	1.62	1.54	1.54

表3　試験後軸受内のグリース（油分）存在状態
Grease distribution in tested bearings

グリース	①転走面	②転走面近傍	③周辺
Grease A	×	◎	◎
Grease B	○	×	◎
SE-1	○	○	◎

◎：十分に存在している，○：存在している，×：枯渇している



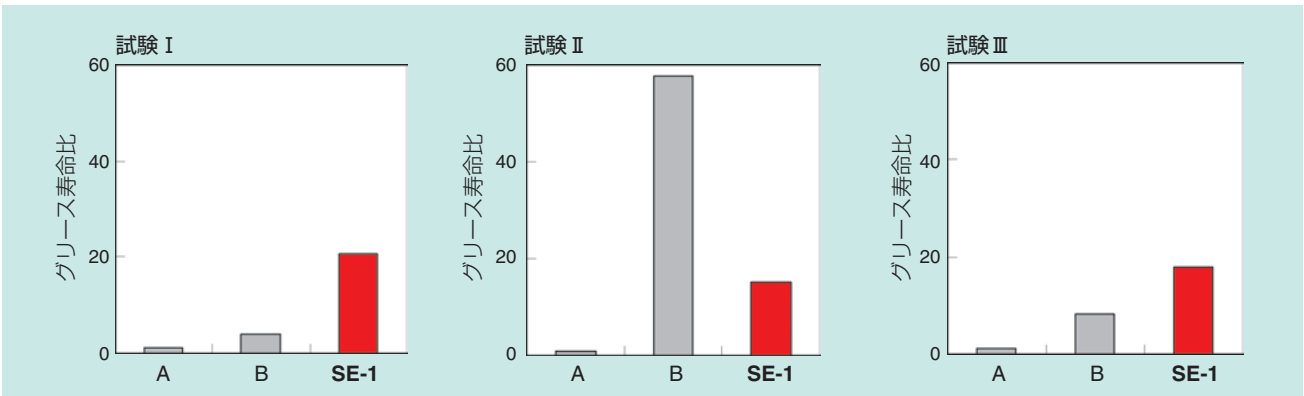


図1　常温高速グリース寿命
Grease life at high speed and room temperature

図2　高温グリース寿命
Grease life at high temperature

図3　常温グリース寿命
Grease life at room temperature

グリースAの次に短寿命であったグリースBの場合，転走面近傍のグリース（図5-②）が枯渇しているものの，転走面（図5-①）にはグリースが存在し，周辺グリース（図5-③）には十分な油分が存在することを確認した．すなわち，転走面近傍グリースの油分は転走面に供給されているものの，周辺グリースから転走面近傍への油分の移動が不十分であることを示している．

最も長寿命であったSE-1の場合，周辺グリース（図6-③）には十分な油分が存在し，転走面近傍（図6-②）や転走面（図6-①）にもグリースが存在することが確認された．すなわち，転走面にグリースが確実に存在し，なおかつ周辺グリースの油分が転走面まで供給されていることを示している．

表3からもわかるように，各グリースにおいて転走面への油分供給状態が異なっている．油分を転走面に供給する能力は，SE-1が高く，次いで，グリースB，グリースAの順である．常温高速下では転走面への油供給が重要であり，グリースBのように耐熱性に優れたグリースでも転走面への油供給性が劣れば短寿命になると考えられる．

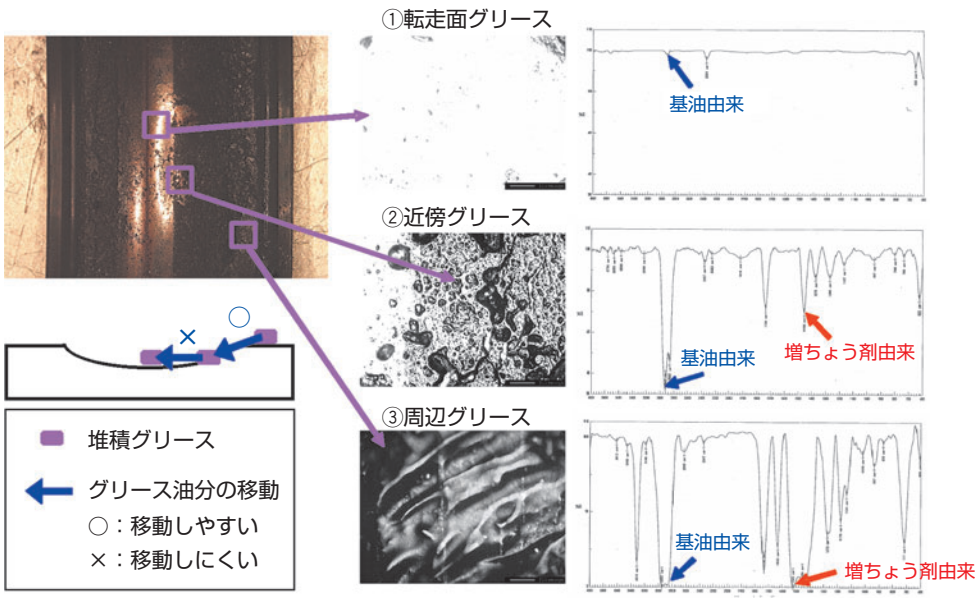


図4　試験後グリースの軸受内の存在状態（Grease A）
Distribution of tested grease A in a bearing

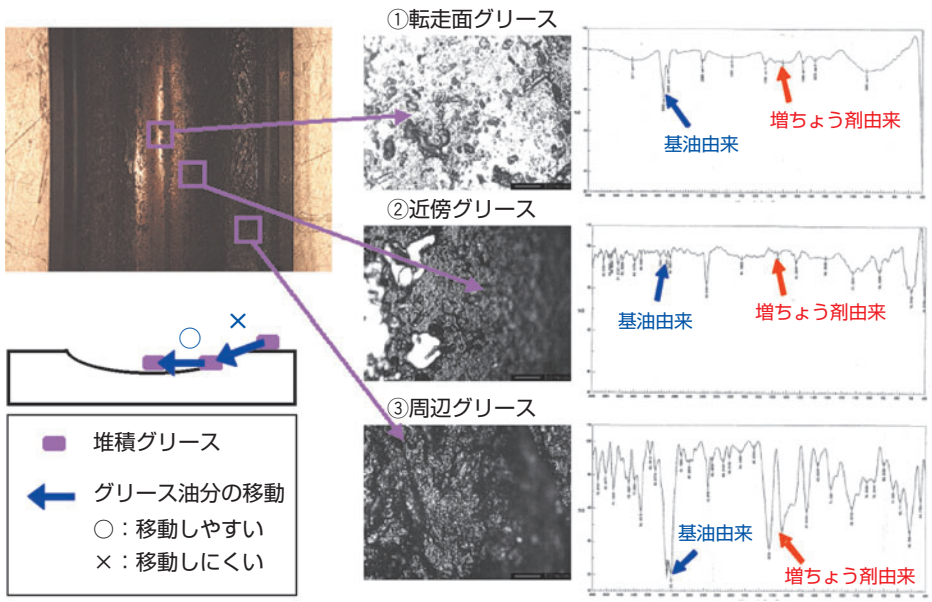


図5　試験後グリースの軸受内の存在状態（Grease B）
Distribution of tested grease B in a bearing

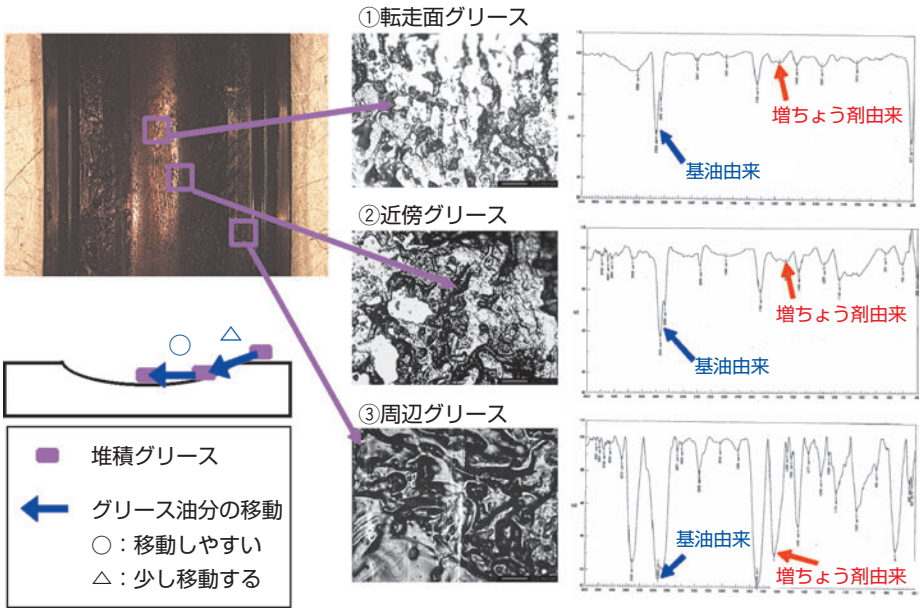


図6　試験後グリースの軸受内の存在状態（SE-1）
Distribution of tested SE-1 in a bearing

4．油移動性のモデル実験

SE-1がグリースA，Bよりも油分の供給性に優れることを検証するため，外輪内径面肩部に堆積したグリースから転走面への油分の移動をモデル化した基礎実験を行った（図7）．外輪内径面に堆積したグリースをモデル化したのは，高速回転時にグリースは遠心力により外輪内径面に塊として堆積すると考えるためである．

この実験では，グリースからパラフィン紙への油の移動性を評価しており，水平面上のグリースから傾斜面にあるパラフィン紙に移動した油分量を油分移動量として測定した．なお，パラフィン紙と傾斜面の間にグリースを薄く塗布（グリース皮膜処理）することを標準条件としたが，グリースAのみは，基油を薄く塗布（基油皮膜処理）した状態での実験も行った．

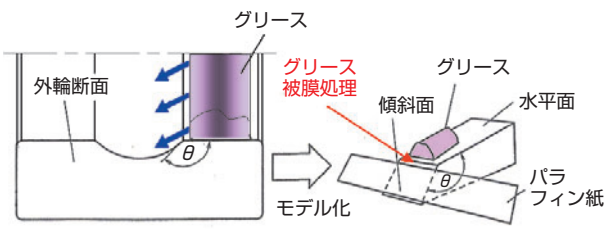


図7　外輪内径面上グリースの油分移動のモデル実験
Oil flow model on a raceway of bearing outer ring

4．1　グリースが転走面に存在する状態をモデル化した油移動性

グリース皮膜処理した場合の実験結果を図8に示す．傾斜面への油の移動性は，グリースB＜SE-1＜グリースAであり，グリースAが移動性に優れ，グリースBは移動性に劣っていた．このため，グリースBは転走面近傍から転走面への油供給性が乏しく，試験Ⅰ，Ⅲにおいて，潤滑不良のため短寿命になったと考える．

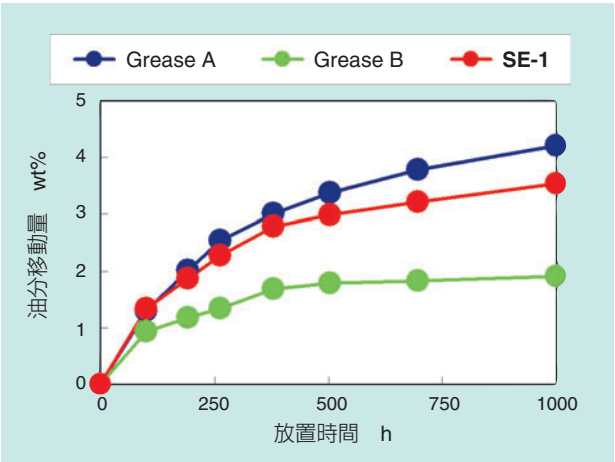


図8　傾斜面をグリース皮膜処理した場合の油分の移動量
Oil flow with grease film treatment on a slope plane

4. 2 グリースが転走面に存在しない状態をモデル化した油移動性

グリースが傾斜面に存在する状態では，油の移動性はSE-1＜グリースAであった．耐久試験後の軸受観察において，短寿命であったグリースAの転走面にはグリース（増ちょう剤）が存在していないので，増ちょう剤の存在有無が油移動性に影響をおよぼすことが予想された．そこで，増ちょう剤が傾斜面に存在しない状態でグリースAの油移動性を評価した．図9に示すように，グリースが転走面に存在しないことを想定したモデル実験（基油皮膜処理）では，グリースAの油供給性が極端に低下し，4.1項でのグリースB，SE-1よりも油供給不足になることが確認された．

グリースの場合，増ちょう剤は繊維構造を形成しており繊維の間に油を保持している．したがって，グリースの基油の移動は，増ちょう剤の繊維構造間のすきまが毛細管として働いて起こると考えられる．グリースAの場合，高速回転のせん断により，増ちょう剤が転走面から排除されるか，もしくは破壊されることによって，周辺グリースから油分が転走面に供給されなくなり，短寿命になったと考えられる（図10参照）．

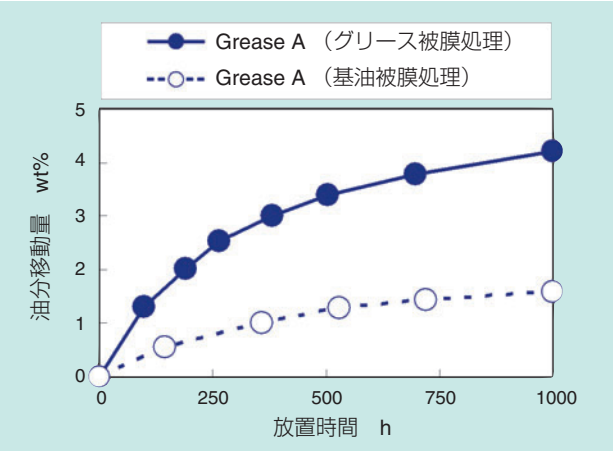


図9 傾斜面を基油皮膜処理した場合の油分の移動量
Oil flow with oil film treatment on a slope plane

5. まとめ

これまでの実験結果から，常温高速下で長寿命を達成するには，増ちょう剤の毛細管現象により周辺グリースの油分を転走面に迅速に供給する必要があることがわかった．そのためには，**①せん断に対して強固な増ちょう剤を使用すること，②油分離しやすいグリースとすること**が重要である（図11参照）．

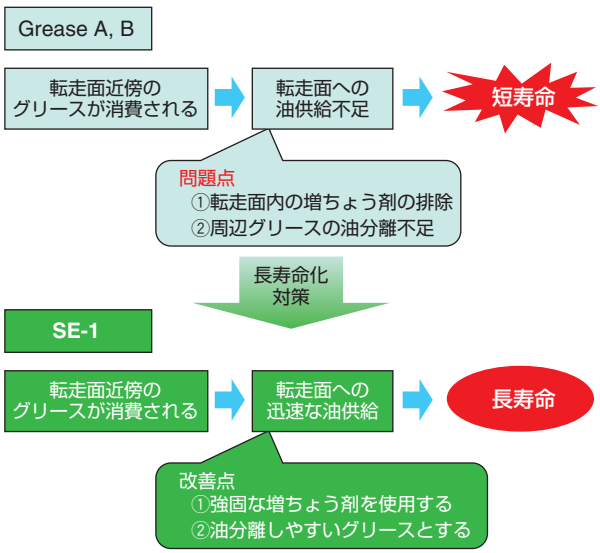


図11 グリース潤滑における常温高速下での長寿命化対策
Improvement of grease endurance ability for high speed bearing at room temperature

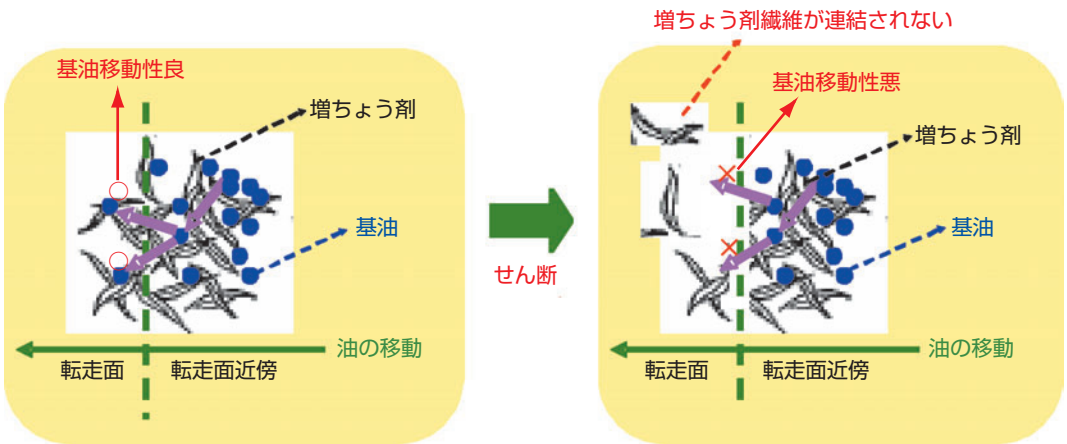


図10 転走部での増ちょう剤の存在状態と油分供給性の関係
Effect of grease thickener to oil flow toward a rolling contact area

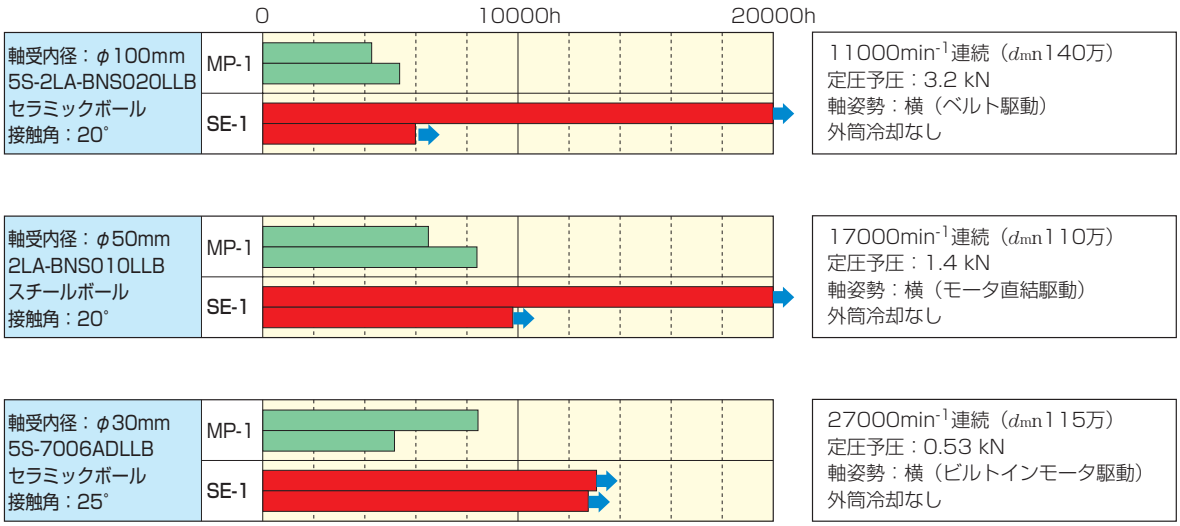


図12　工作機械用軸受でのSE-1の耐久性（Technical Review No.75 P.29より抜粋）
Endurance ability of SE-1 grease with machine tools bearings

SE-1グリースは，強固な増ちょう剤を有する油供給性に優れた高速軸受用グリースのため，常温高速で使用される工作機械用軸受において優れた耐久性を示すと考えられる（**図12**[13] 参照）．今後，さらなる高速化が求められるため，より油供給性に優れたグリースの開発が必要になると予想されるので，長寿命グリースの開発を継続していく．

参考文献

1）Booser, E. R. (1974), "Grease Life Forecast for Ball Bearings", Lubrication Engineering, 30, pp.536-541.
2）Booser, E. R. and Baker, A. E. (1976), "Evaporation-A Factor in Ball bearing Grease Life", NLGI Spokesman, 40, pp.60-65.
3）Bailey, W. W. and Pratt. S. (1982), "Dynamic Oxidation Stability of Lubricating Greases", NLGI Spokesman, 46, pp.15-18.
4）Kawamura, T. Minami, M. and Hirata, M. (2001), "Grease Life Prediction for Sealed Ball Bearings", Tribology Transactions, 44, 2, pp. 256-262.
5）川村隆之, 南政美, 平田正和. (2001), "密封玉軸受のグリース寿命予測", NTN TECHNICAL REVIEW No.69, pp.76-81.
6）三上英信, (2007), "潤滑グリース，グリース寿命予測の最新動向", 油空圧技術 576, vol.46, No.11, pp.42-46.
7）三上英信. (2004), "高速長寿命グリースの開発－モータ軸受用グリース「ME-1」－", NTN TECHNICAL REVIEW No.72, pp.20-25.
8）江上正樹, 麻生光成, 後藤友彰. (2005), "電装補機用ハイブリッドグリースNA204F", NTN TECHNICAL REVIEW No.73, pp.66-71.
9）川村隆之, 三上英信. (2007), "電装補機軸受用長寿命グリース『NA103A』の開発", NTN TECHNICAL REVIEW No.75, pp. 116-123.
10）瀧内博志, (2002), "工作機械分野における転がり軸受の環境対応技術", 月刊トライボロジーNo.174, 2, pp.24-25.
11）植田敬一, (2003), "工作機械用軸受の技術動向：環境対応技術", 月刊トライボロジー No.188, 4, pp.19-21.
12）小杉太. (2003), "工作機械用精密軸受 ULTAGE（アルテージ™）シリーズ", NTN TECHNICAL REVIEW No.74, pp.18-27.
13）小杉太. (2006), d_{mn} 170×10^4 "シール付超高速アンギュラ玉軸受『新BNSタイプ』", NTN TECHNICAL REVIEW No.75, pp.26-31.

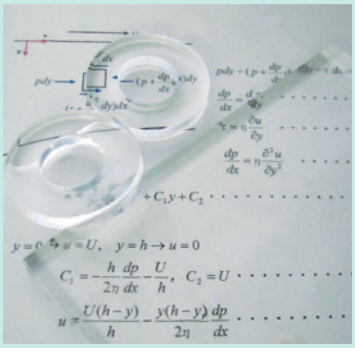
執筆者近影

川村　隆之
要素技術研究所

［論　文］

高強度高分子ゲルの摩擦特性
Friction Properties of Polymer Gel with High Mechanical Strength

島津　英一郎*　Eiichirou SHIMAZU
江上　正樹*　Masaki EGAMI
黒川　孝幸**　Takayuki KUROKAWA
龔　剣萍**　Jian Ping Gong



高分子ゲルは，3次元網目構造を持った高分子骨格成分と多量の液体成分（溶媒）から構成される固体の材料である．摺動材として現在用いられる含油樹脂と較べると，非常に多量の液体を内部に保有していることから，従来にない低摩擦摺動材として応用できる可能性がある．本報では，高強度高分子ゲルであるダブルネットワークゲルの鋼に対するさまざまな条件下での摩擦特性を報告する．

The polymer gel is composed of three dimensional network polymer and large amount of liquid. There is a possibility to be applied as a low friction material because it has large amount of liquid internally compared with the oil-impregnated resin currently used as a sliding material. In this paper, we report on the friction properties of high strength polymer gel that is called the double network gel under various conditions against steel.

1．はじめに

化学結合による3次元網目構造を持った高分子骨格と多量の液体成分（溶媒）から構成される高分子ゲルは，プラスチックやゴムなど他の高分子と比べると，著しく低強度・低弾性率で，しかも脆性的な材料である場合が多かった．このことは，例えば身近な高分子ゲルである，こんにゃく，寒天，ゼリーや豆腐をイメージすると理解しやすい．

高分子ゲルは，温度，圧力，水素イオン指数（pH値），光や電場等の外部刺激によって膨潤度が変わり，体積が変化する．この特徴に注目し，機能材料・インテリジェント材料として，センサーやアクチュエータ等への応用が研究・実用化されている．

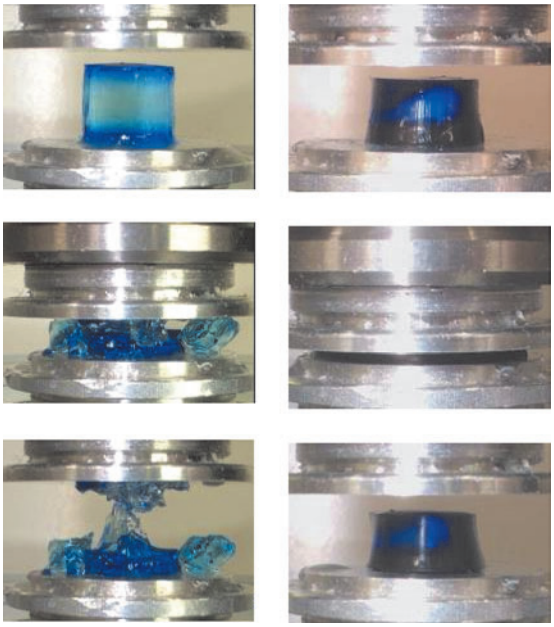
また近年，ダブルネットワークゲル[1)]やナノコンポジットゲル[2)]と呼ばれる高強度ゲルやトポロジカルゲル[3)]と呼ばれる高靭性ゲルなどが開発され，脆さに起因する取り扱い性の悪さの点が改善されてきたことから，工業用途での利用の広がりが期待される．

一方，高分子ゲルは固体でありながら主成分が液体であるため，著しく低い摩擦係数とユニークな摩擦挙動を示すことが知られており，その独特の摩擦機構[4)]も明らかにされつつある．ただし，これまでに報告されている高分子ゲルの摩擦特性の多くは，水溶媒高分子ゲルと平滑な表面を有するガラス板との組合せであった．

機械部品間で発生する摩擦損失の低減を目的に，高分子ゲルの優れた低摩擦特性を利用することを考えた場合，ゲルの溶媒には，例えば周囲の金属部品を腐食することなく，またより広い温度範囲で凝固や蒸発，沸騰しないことが望まれる．

本報では，非水溶媒化したダブルネットワークゲル（図1，以後，DNゲルと記す）[1)]について，さまざまな条件下での鋼（軸受鋼：SUJ2）に対する摩擦特性を報告する．

*要素技術研究所
**北海道大学理学研究院



a）一般的な高分子ゲル
Ordinary polymer gel

b）DNゲル
DN gel

図1　DNゲルの耐圧縮性[1)]
Compression property of DN gel
J. P. Gong, Y. Katsuyama, T. Kurokawa, Y. Osada, "Double Network Hydrogels with Extremely High Mechanical Strength" , Advanced Materials, (2003), 15(14), 1155-1158.
Copyright Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA.
Reproduced with permission.

2．DNゲルの概要

高分子ゲルの骨格成分である高分子は，溶媒中で3次元の網目構造を有している．網目を形成している高分子鎖同士の結合部（架橋点）が共有結合によるものを化学ゲル，共有結合以外のものを物理ゲルと言う．

化学ゲルの架橋点は共有結合で形成されているため，一度形成した網目構造は不溶・不融の安定なものとなる．一方，物理ゲルは温度などの外部環境により架橋点が解離し，液体－固体間を可逆的に変化する特徴を有する．DNゲルは前者の化学ゲルに分類される高分子ゲルである．

化学ゲルの場合，均一に架橋反応を行うことは困難であり，反応の過程で多かれ少なかれ架橋点の密度ムラが発生する（図2 赤丸部：高架橋密度部）．

架橋点密度ムラを有する網目構造では，架橋点間のそれぞれの高分子鎖で「伸び方（張力）」の状態に差が生じる．また高架橋密度部と低架橋密度部では変形性（弾性率）も異なる．これらのことから，架橋点密度ムラを有するゲルに外力を加えた場合，各高分子鎖に力が均等に加わらず，張力の最も高くなった高分子鎖のところで破断する．

ゲル材料は主成分が液体であり，強度を受け持つ骨格成分が非常に少ないことから，本質的に低強度材料となる．それにくわえて，外力が加わっている間，このような高分子鎖の破断が連鎖的に発生するため，通常，化学ゲルは非常に脆い低強度材料となる．

DNゲルは，図3に示すような，いわゆる海島構造と呼ばれる組織に似た構造を有すると推測されている．なお，図3は模式図であり，実際のDNゲルにも架橋点密度ムラが存在する．

マトリックスである海相を細かい網目（高架橋密度）の硬いゲルと粗い網目（低架橋密度）の軟らかいゲルの混合相とし，島相をほぼ軟らかいゲルのみで構成している．最大の特徴は硬いゲルと軟らかいゲルの組成比にあり，硬いゲルに対して軟らかいゲルを容積比で20倍程度になるよう配合している．

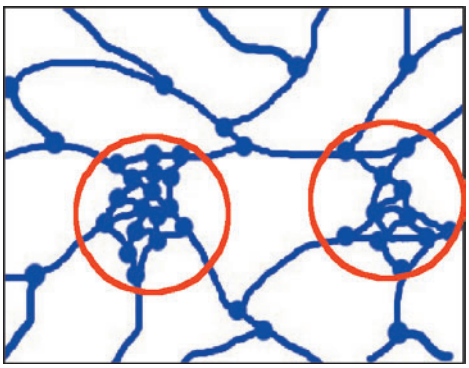


図2　化学ゲルの高分子網目構造模式図
Schematic drawing of polymer structure of chemical gel

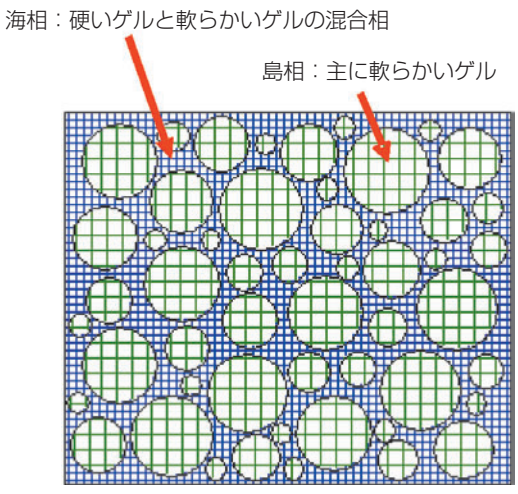


図3　DNゲルの構造模式図
Schematic drawing of DN gel

このような特殊な組織構造を持つDNゲルは，10～50MPa程度の圧縮強度を有している．これはDNゲルを構成する個々のゲルと比べると10～100倍の値となる[1]．また，図1に示すように，90%程度圧縮しても破壊することなく，荷重を除去すればゴムのように元の形に復元する．

DNゲルの高強度化メカニズムは，従来の弾性のみを考慮した破壊モデルでは説明できないことから，各材料の機械的特性ではなく，硬いゲル，軟らかいゲルからなる特徴的な組織構造に由来するものと考えている[5]．

3．DNゲル供試材

DNゲルは，前述のように，互いに独立な高分子網目構造を有する2種類の高分子ゲルから構成され，硬いゲルと軟らかいゲルとの混合相中に多量の軟らかいゲルを配置することにより，高強度化を実現している．

供試材には，硬いゲルをポリ（2-アクリルアミド-2-メチルプロパンスルホン酸）ゲル（以後，PAMPSゲルと記す），軟らかいゲルをポリアクリルアミドゲル（以後，PAAmゲルと記す）としたDNゲルを用いた．なお，架橋剤にはメチレンビスアクリルアミド（以後，MBAAm）を用いた．

本組成からなるDNゲルは親水性であり，通常溶媒には水が用いられる．本報では，水よりも低凝固点および高沸点であるエチレングリコールを溶媒とした．

表1に供試材としたDNゲルの組成を，図4に用いた原料の化学構造を示す．

供試材に用いたエチレングリコール溶媒DNゲルの圧縮特性を表2に示す．

表1　DNゲル組成
Composition of DN gel

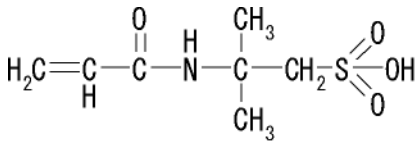
		ポリマー分成分比	重量 %
硬いゲル	PAMPSゲル	1	約10
軟らかいゲル	PAAmゲル	20	
溶媒	エチレングリコール		約90

※エチレングリコールの沸点：198℃，凝固点：－13℃

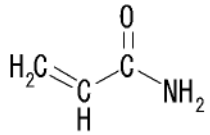
表2　DNゲルの圧縮特性
Compression property of DN gel

圧縮強さ	MPa	20
圧縮弾性率	MPa	0.5
圧縮破壊歪み	%	95

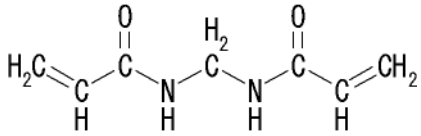
※試験片寸法：□10mm×t5mm



a）PAMPSゲルの主原料モノマー
Main monomer of PAMPS gel



b）PAAmゲルの主原料モノマー
Main monomer of PAAm gel



c）架橋剤
Crosslinking agent

図4　原料の化学構造
Chemical structures of the materials

4．DNゲルの摩擦特性

4．1　試験条件

摩擦試験方法の概要を図5に示す．図中のブロック部がDNゲル試験片であり，ディスク部が金属相手材である．今回，金属相手材としてSUJ2材を用いた．

試験片側に荷重を負荷し，相手材を回転して摩擦試験を行った．摩擦係数は，ロードセルにより検出した摩擦力を試験荷重で除することで算出した．

試験条件を表3に示す．本報では，DNゲルとSUJ2材との摩擦特性に関する荷重，すべり速度，相手材表面粗さおよび試験温度の影響について述べる．

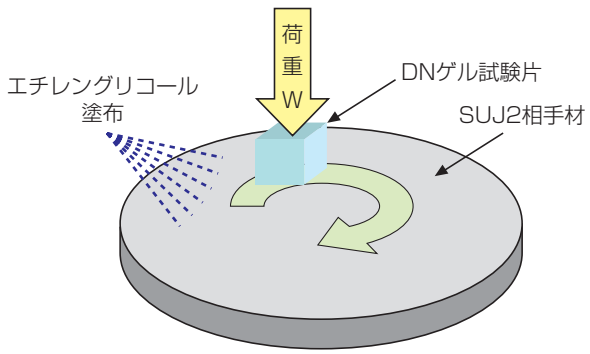


図5　摩擦試験方法
Sliding test method

表3　試験条件
Test condition

試験片寸法	mm	5×5×t5.6
ゲル溶媒		エチレングリコール(25℃時粘度：19mPa·s)
荷　重	N	2.0，4.9，9.8，24.5
すべり速度	m/min	0.5，1.0，1.4，3，4，6，7，9，10
相手材		SUJ2 (0.005μmRa, 0.05μmRa, 0.4μmRa)
摺動トラック径	mm	φ23
時　間	min	5～30(1速度当り)
温　度	℃	25，50，80
雰囲気		大気中，エチレングリコールを相手材に適時塗布

4. 2 実験結果（その1）

－相手材表面粗さ,荷重，速度の影響－

エチレングリコール溶媒DNゲルの摩擦挙動に及ぼす相手材表面粗さ，荷重および速度の影響を図6に示す（温度25℃）.

なお，本試験での相手材表面粗さは，転がり軸受軌道面と同水準の非常に平滑な表面から，すべり軸受の相手材表面までを想定したものである.

いずれの場合でも，動摩擦係数μ_kは0.01程度以下であり，本条件下でDNゲルは非常に優れた低摩擦係数を示す．ただし，相手材表面粗さが0.4μmRaまで粗くなると，動摩擦係数はやや高くなる.

一般的なプラスチックを類似の条件下でSUJ2と摺動させた場合，通常，境界潤滑と呼ばれる潤滑状態となり，動摩擦係数μ_kは0.1前後となる．このことから，エチレングリコール溶媒DNゲルはSUJ2との摺動において，従来にない低摩擦特性を有していることが分かる.

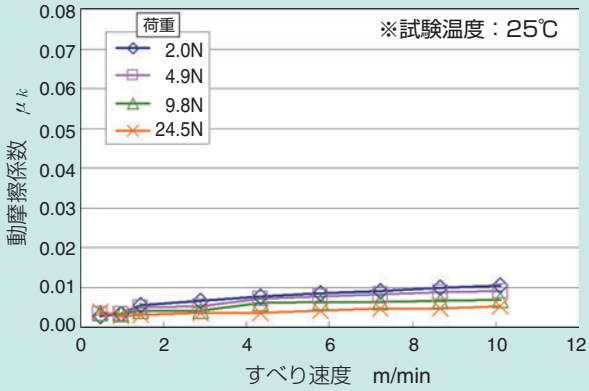
なお，エチレングリコール溶媒DNゲルの特異な摩擦挙動として，すべり速度の増加に伴って動摩擦係数μ_kが緩やかに増加する傾向がある．これは通常，流体潤滑状態時に見られる現象である

4. 3 実験結果（その2）

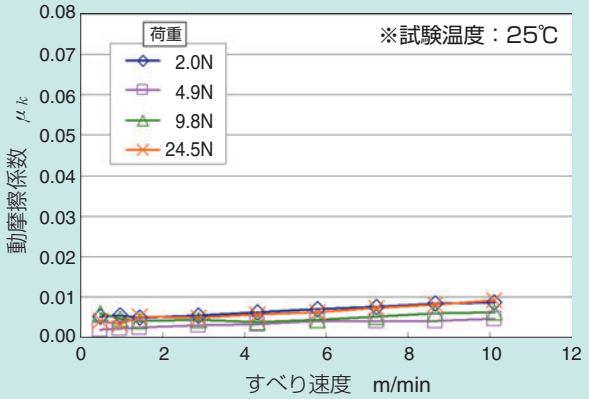
－温度，荷重，速度の影響－

図7に，雰囲気温度25℃，50℃，80℃と変えた場合の，エチレングリコール溶媒DNゲルの摩擦挙動に及ぼす荷重と速度の影響を示す（相手材表面粗さ0.05μmRa）.

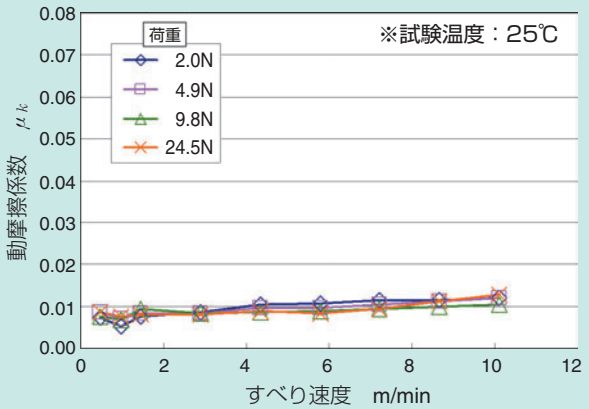
25℃では，非常に広い荷重および速度条件下で動摩擦係数μ_k0.01以下の非常に優れた低摩擦係数を示す．しかしながら，高温になるにつれ高荷重の時に，低速条件下で動摩擦係数μ_kが著しく上昇する傾向が



a）相手材表面粗さ0.005μmRa
Surface roughness of mating material 0.005μmRa

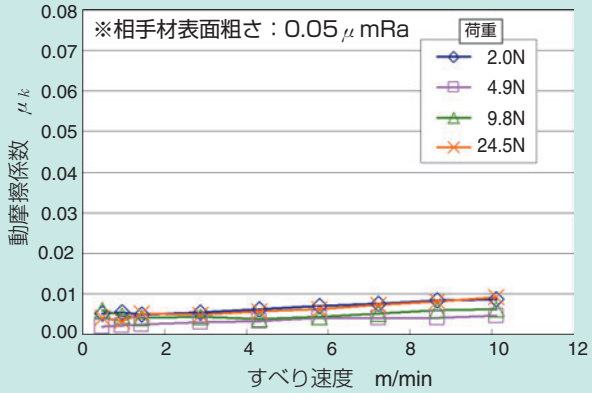


b）相手材表面粗さ0.05μmRa
Surface roughness of mating material 0.05μmRa

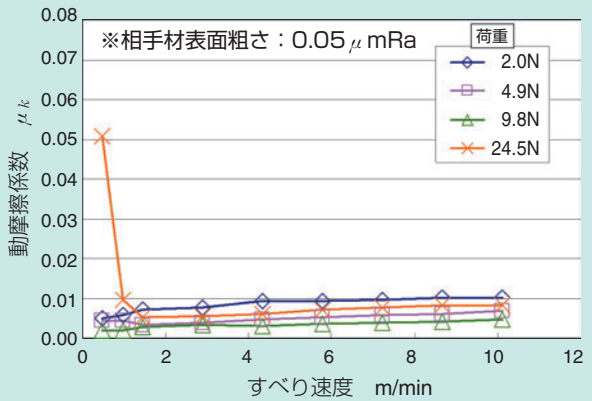


c）相手材表面粗さ0.4μmRa
Surface roughness of mating material 0.4μmRa

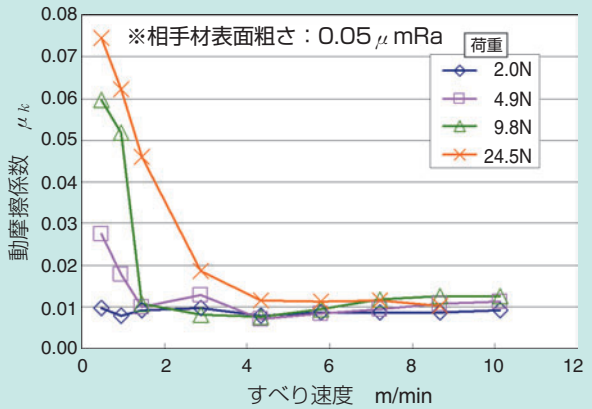
図6　DNゲルの摩擦特性（その1）
Friction properties of DN gel(Part.1)



a）試験温度 25℃
Test temperature 25˚C



b）試験温度 50℃
Test temperature 50˚C



b）試験温度 80℃
Test temperature 80˚C

図7　DNゲルの摩擦特性（その2）
Friction properties of DN gel (Part. 2)

認められる．

動摩擦係数μ_kが急激に上昇する一部の低速側領域を除き，速度の増加に伴う穏やかな動摩擦係数μ_kの上昇が見られる．この速度増加に伴う穏やかな動摩擦係数μ_kの上昇領域では，いずれの温度条件下でも動摩擦係数μ_k0.01程度以下の優れた低摩擦特性を示している．

5．考　察

エチレングリコール溶媒DNゲルのSUJ2相手材に対する動摩擦係数μ_kは，従来から用いられているプラスチック材料等の他の高分子と比べると1/10程度の極めて低い値を示す．このことからエチレングリコール溶媒DNゲルの本試験条件下での潤滑状態の推定を試みた．以下に推定方法を記す．

本試験条件下でDNゲルが流体潤滑状態となる場合，いわゆるくさび効果によるものとし，**図8**に示すモデルで表せると仮定する．

このモデルでは，DNゲル試験片を固定片とし，すべり速度UでSUJ2相手材が紙面右方向に移動するものとする．DNゲル試験片とSUJ2相手材間にはエチレングリコールによる液膜が形成されているとし，入り口側厚みをh_1，出口側厚みをh_2とする（$h_1>h_2>0$）．

本モデル下でDNゲル試験片に加わる圧力P（いわゆる軸受負荷容量）は，レイノルズ方程式から①式で表される．ここでηはエチレングリコールの粘度であり，αは軸受面長さBやh_1, h_2により決まる係数である．

$$P = \frac{\eta U \alpha}{{h_2}^2} \quad \cdots\cdots\cdots\

一方，DNゲル試験片に働く摩擦力Fは②式で表される．ここでAはDNゲル試験片すべり面の面積，βは軸受面長さBやh_1，h_2により決まる係数である．

$$F = \frac{\eta UA}{h_2}\beta \quad \cdots\cdots②$$

試験荷重をWとし，面圧$P=W/A$，動摩擦係数$\mu_k=F/W$とすると，①式および②式から動摩擦係数μ_kは③式で表すことができる．ここでγはh_1，h_2により決まる係数である．

$$\mu_k = \left(\frac{\eta U}{P}\right)^{\frac{1}{2}}\gamma \quad \cdots\cdots③$$

したがって③式より，流体潤滑状態の場合の動摩擦係数μ_kは，$\eta U/P$の1/2乗に比例すると考えられる．

図6および**図7**の結果を$\eta U/P$をX軸として整理したものを**図9**に示す．なお，図中には参考値として，DNゲルの代わりにスーパーエンジニアリングプラスチックの一つであるポリエーテルエーテルケトン樹脂（PEEK）を用いた場合の摩擦特性を併記した．

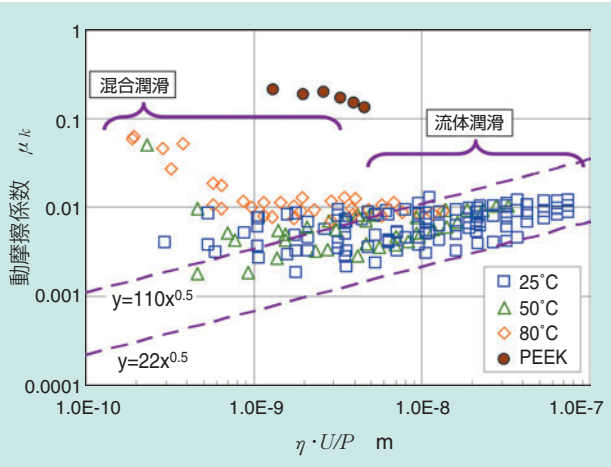


図9　潤滑状態の推定
Presumption of sliding condition

図中に破線で1/2乗の傾きを持つ線を2本示した．$\eta U/P$が1×10^{-9}[m]程度 以上の領域では，ほぼ1/2乗に比例した傾きを有していることから，流体潤滑相当の潤滑状態にあると考える．なお，同条件でのPEEK樹脂の摩擦挙動が示すように，一般的な材料はこのような荷重・速度条件下では流体潤滑になり得ない．したがって，DNゲルは従来の常識からは考えられない領域から流体潤滑による低摩擦摺動が可能で，かつゲル材料としても従来にない高強度を持ち合わせた，非常にユニークな材料であると考える．

6. 結　言

摺動部材の相手材として広く用いられている鋼に対して，エチレングリコール溶媒DNゲルはさまざまな条件下で極めて低い摩擦係数を示すことが確認された．

また他の高分子材料と比べて，面圧，すべり速度ならびに溶媒粘度により，流体潤滑状態に制御し易いことが示唆された．

今後，本技術を確立し，機械部品の摩擦損失の更なる低減に貢献したい．

参考文献

1）J. P. Gong, Y. Katsuyama, T. Kurokawa, Y. Osada, Advanced Materials, 15(14), 1155 (2003).
2）K.Haraguchi, T.Takehisa, Advanced Materials, 14, 1120(2002).
3）Y.Okumura, K.Ito, Advanced Materials, 13, 485 (2001).
4）J.P.Gong, G.Kagata, Y.Iwasaki, Y.Osada, Wear, 251, 1183(2001).
5）M.Huang, H.Furukawa, Y.Tanaka, T. Nakajima, Y.Osada, J.P.Gong, Macromolecules, 40(18), 6658(2007).

執筆者近影

島津　英一郎
要素技術研究所

江上　正樹
要素技術研究所

黒川　孝幸
北海道大学
理学研究院

龔　剣 萍
北海道大学
理学研究院

［論　文］

TiN膜の耐摩耗性に及ぼす各種膜特性の影響に関する研究

Study on the Effect of Physical Properties on Wear Resistances of TiN Films Coated by Arc-plasma Ion Plating

筒 井　英 之* Hideyuki TSUTSUI

成膜条件の異なる各種TiN膜について耐摩耗性に及ぼす各種膜特性の影響を調べた．重回帰分析を行った結果，TiN膜の耐摩耗性は，結晶の配向状態が支配的な要因であり，(111)面強度比が大きくかつ(220)面強度比が小さいほど高くなることが分かった．

Relationships between physical properties and wear resistances of TiN films coated by Arc-plasma Ion Plating in different conditions were studied. From the result of multiple regression analysis of these properties, it was clarified that orientation of crystal face is a dominant factor on wear resistance of TiN film and TiN film which has high orientation of (111) crystal face and low orientation of (220) crystal face shows good wear resistance.

1．はじめに

工具や金型などの耐摩耗性が要求される機械部品には，鋼に比べて耐摩耗性の高いTiN膜などの窒化物系硬質被膜が広く用いられている．窒化物系硬質被膜は，同一の材質であっても，成膜方法や成膜条件によって膜特性が大きく異なるため，これらの選定には注意が必要である．

本研究では，成膜条件の異なるTiN膜について，耐摩耗性に及ぼす各種膜特性の影響を調べたので報告する．

2．成膜方法及び試験片

試験片の作製は，アークプラズマ方式イオンプレーティング法（AIP）を用いた．

AIPの原理を図1に示す．AIPは，ホロカソード方式イオンプレーティング法やスパッタリング法などに比べ，イオン化率が高く，緻密で密着性に優れる被膜が高速で成膜できる利点がある．

AIPでTiN膜を成膜する場合，真空槽内で窒素をアークプラズマ化して，そのプラズマのエネルギにより固体の純チタン（ターゲットと呼ばれる）を蒸発させ，蒸発したチタンイオンとプラズマ化した窒素が化学反応して窒化チタン（TiN）となる．基材に印加した負の電圧（バイアス）によって，TiN成膜粒子が基材に引き寄せられ，堆積し被膜となる．

今回は，成膜条件のパラメータである成膜圧，アーク電流，バイアス電圧を変化させ，表1に示す8種類の試験片を作製した．TiN膜の膜厚は2～3μmである．

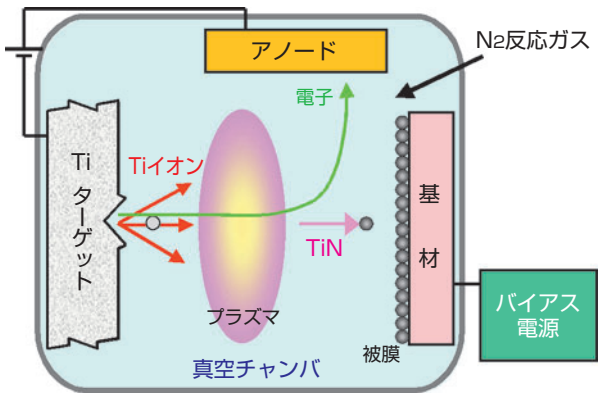


図1　AIPの原理
Principle of Arc-plasma Ion Plating apparatus

*要素技術研究所

試験片基材は，外径48mm厚さ7mmの円板状で．あり，片側平面に成膜した．材質はSUS440C焼入鋼，成膜する平面の表面粗さは0.005μmRaとした．

表1　試験片一覧
Conditions of TiN film coating

試験片名	成膜圧 Pa	アーク電流 A	バイアス電圧 V
TiN-基準	4	150	30
TiN-2Pa	2	150	30
TiN-6Pa	6	150	30
TiN-100A	4	100	30
TiN-200A	4	200	30
TiN-10V	4	150	10
TiN-100V	4	150	100
TiN-300V	4	150	300

3．耐摩耗性の評価

3．1　評価方法

耐摩耗性の評価には，**NTN**式サバン型摩耗試験機を用いた．試験機略図を図2，試験条件を表2に示す．

本試験機は，試験片の平面（評価対象の膜が形成）と回転する円板状相手材の外周面とが摺接する形態である．一般的なサバン型摩耗試験機も基本形態は同様であるが，相手材の外周面に曲率がないため，エッジロードとなり易く試験のばらつきが大きい．しかし，本試験機では，相手材の外周面に曲率を設けて片当たりの発生を排除し，精度の高い評価を可能とした．

膜自身の耐摩耗性を調べるために，摩耗がTiN内で完結し，試験片基材に到達しないように試験時間を設定した．また，凝着摩耗形態となるように，相手材表面粗さを小さくした．

比摩耗量は試験後に形成された摩耗痕の幅を測定して計算で求め，摩擦係数はロードセルで測定した摩擦力から計算で求めた．

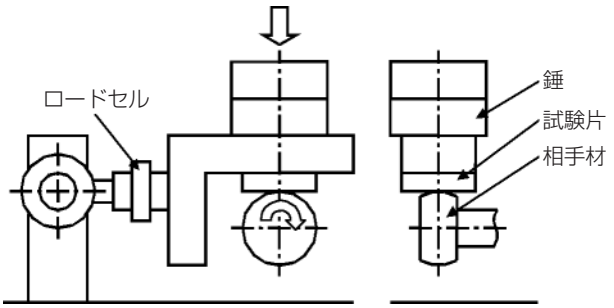


図2　**NTN**式サバン型摩耗試験機略図
Schematic drawing of NTN Savin type wear test rig

表2　**NTN**式サバン型摩耗試験条件
Conditions of Savin wear test

相手材	SUJ2焼入焼戻品，曲率R60mm 硬さHv784，表面粗さ0.01μmRa
荷　重	50N（最大接触面圧0.5GPa）
速　度	0.05m/s
時　間	3min（摺動距離9m）
雰囲気	乾燥空気吹き付け，湿度0～20%RH
N　数	2

3．2　評価結果

NTN式サバン型摩耗試験で得られた比摩耗量及び摩擦係数を図3に示す．

TiN膜の比摩耗量は，成膜条件により異なり最大で約5倍の差があることが分かる．

TiN膜の摩擦係数については，試験終了時の値は概ね0.5～0.6であり，試験片間の差は明確ではなかった．

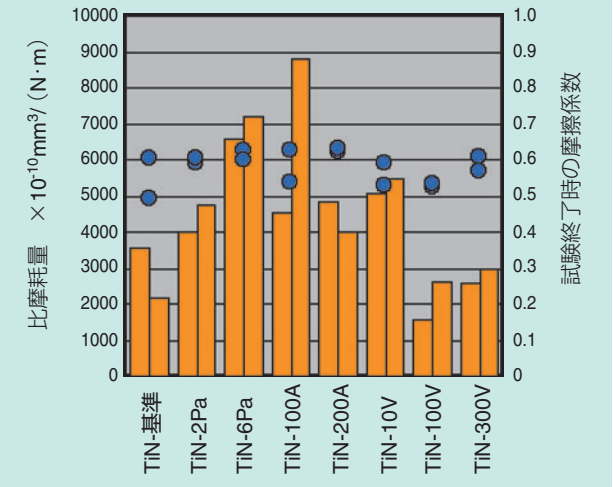


図3　TiN膜の比摩耗量及び摩擦係数
Specific wear rates and friction of TiN films

4．硬さと耐摩耗性の関係

一般的に耐摩耗性との関係があるとされている硬さの影響について調べた．硬さはナノインデンタの連続剛性測定法[1]による押し込み硬さを用いた．

図4に押し込み硬さと比摩耗量の関係を示す．図中に寄与率を示す．

押し込み硬さと比摩耗量の関係は，寄与率が低く，関係は弱い．

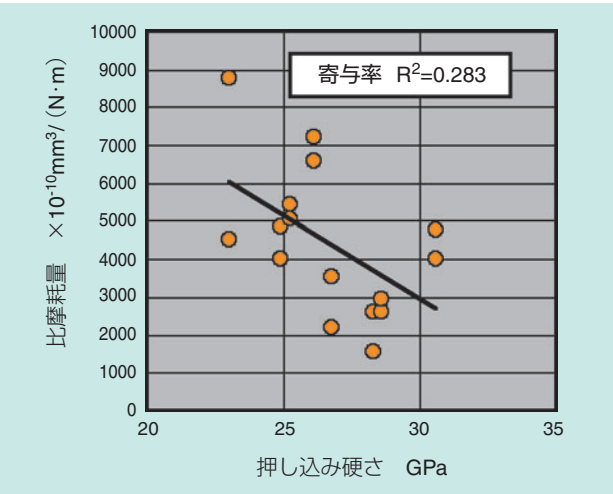


図4 押し込み硬さと比摩耗量の関係
Relationship between hardness and specific wear rate

5．結晶の配向状態と耐摩耗性の関係

近年の研究でTiN膜などの窒化物系硬質被膜の摩擦摩耗特性が，結晶の配向状態と関係があるという報告[2)～5)]がなされている．

今回の試験片について結晶の配向状態を調べるために，X線回折分析を行ったところ，**図5**のようなパターンが得られ，試験片によって大きく異なることが分かった．

そこで，TiN膜のメインピークである(111)面ピークと(200)面ピークについて，耐摩耗性との関係を調べた．**図6**に(111)面強度比と比摩耗量の関係，**図7**に(200)面強度比と比摩耗量の関係を示す．

(111)面強度比（寄与率0.432），(200)面強度比（寄与率0.429）いずれも，これらの要因だけで比摩耗量を説明するには不十分であるものの，得られた寄与率は比較的高く，押し込み硬さに比べると比摩耗量との関係が強いことが示唆された．

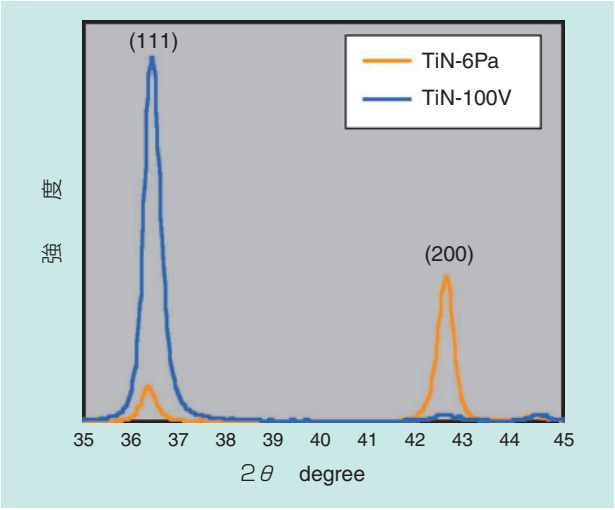


図5 TiN膜のX線回折パターン（代表例）
X-ray diffraction (XRD) patterns of TiN films

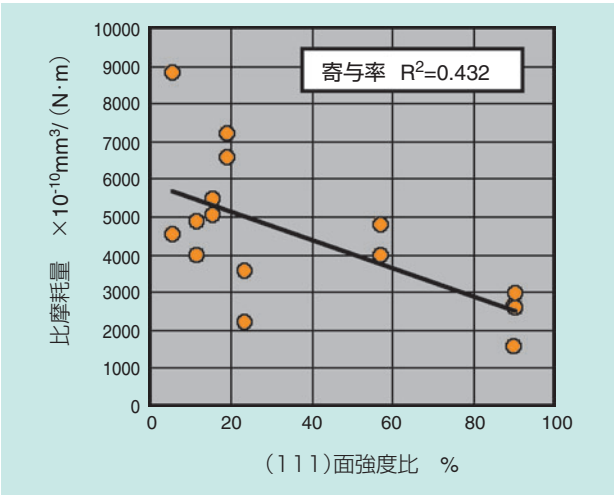


図6 (111)面強度比と比摩耗量の関係
Relationship between peak strength of (111) crystal face in XRD pattern and specific wear rate of TiN film

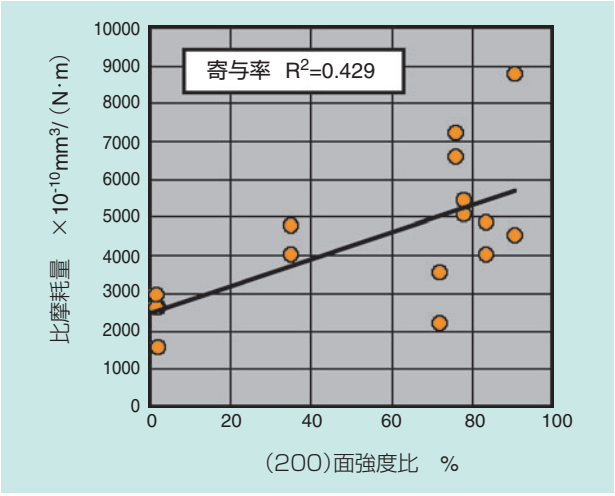


図7 (200)面強度比と比摩耗量の関係
Relationship between peak strength of (200) crystal face in XRD pattern and specific wear rate of TiN film

6．各種膜特性と耐摩耗性の関係

5項で結晶の配向状態と耐摩耗性との関係が比較的強いことが分かったので，この関係性をより高い精度で検証するために，耐摩耗性に関係する可能性のある膜特性すべてを検討対象とし，重回帰分析を用いて，それらの影響を調べた．検討対象とした膜特性の一覧を表3に示す．

表3　検討した膜特性
Physical properties of TiN film investigated in multiple regression analysis

膜 特 性	単　位	測定装置
表面粗さ Ra	μm	表面粗さ測定器
表面粗さ Rz	μm	表面粗さ測定器
押し込み硬さ	GPa	ナノインデンタ
押し込み弾性率	GPa	ナノインデンタ
(111)面強度比	%	X線回折分析器
(200)面強度比	%	X線回折分析器
(220)面強度比	%	X線回折分析器
(311)面強度比	%	X線回折分析器
(222)面強度比	%	X線回折分析器
(400)面強度比	%	X線回折分析器
(111)面結晶子サイズ	nm	X線回折分析器
(200)面結晶子サイズ	nm	X線回折分析器

AIPの場合，他の成膜方法に比べ，ドロップレットと呼ばれる通常の成膜粒子（ターゲットから飛び出して化学反応し，基材に堆積する膜成分の粒子，図1参照）に比べ著しく大きい成膜粒子が比較的多い．図8にTiN膜のSEM写真を示すが，表面に付着している異物のように見える数μmの粒子がドロップレットであり，実際は表面だけでなく膜中にも埋没している．そこで，成膜粒子の大きさによる影響を考慮するために，表面粗さを検討対象とした．

結晶の配向状態はTiN膜から得られるX線回折パターンのピーク全ての強度比を用いた（(111)面と(222)面など等価と思われるものも含めた）．

結晶子サイズ（単結晶とみなせる最大寸法）は，シェラー法で求め，メインピークである(111)面と(200)面の値を用いた．

重回帰分析では，比摩耗量を目的変数として，説明変数である膜特性（目的変数との関係を調査する対象となる変数を重回帰分析では説明変数という）の組み合わせで，目的変数との関係が最も強くなる組み合わせを調査した．

重回帰分析の結果，TiN膜の耐摩耗性に最も関係が

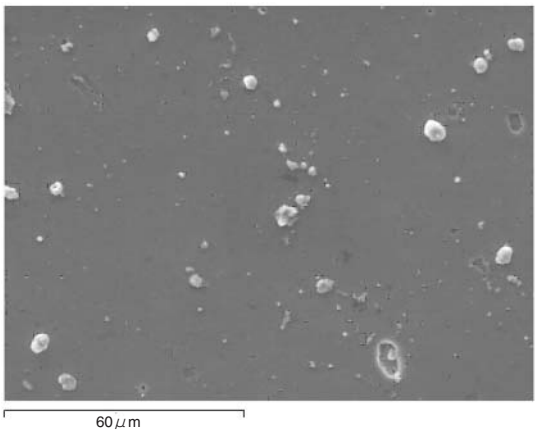


図8　TiN膜のSEM像（代表例）
SEM image of TiN film surface

強い膜特性は，(111)面強度比と(220)面強度比であった．単回帰分析と同様に本分析でも硬さの影響は小さいことが分かった（4項参照）．選ばれた説明変数の標準偏回帰係数（説明変数の目的変数への影響度を示すパラメータであり，絶対値が大きいほど影響が大きく，正負は影響の方向性を示している）を表4，重回帰式により得られた比摩耗量の予測値と実測値の関係を図9に示す．

本重回帰式によると，TiN膜は(111)面強度比が大きく，かつ(220)面強度比が小さいほど耐摩耗性が高く，特に(111)面の影響の方が大きいことが分かる．

表4　重回帰分析で比摩耗量に関係が強いとされた膜特性
Dominant physical properties on wear resistance of TiN film in multiple regression analysis

説 明 変 数	標準偏回帰係数
(111)面強度比	−0.703
(200)面強度比	+0.479

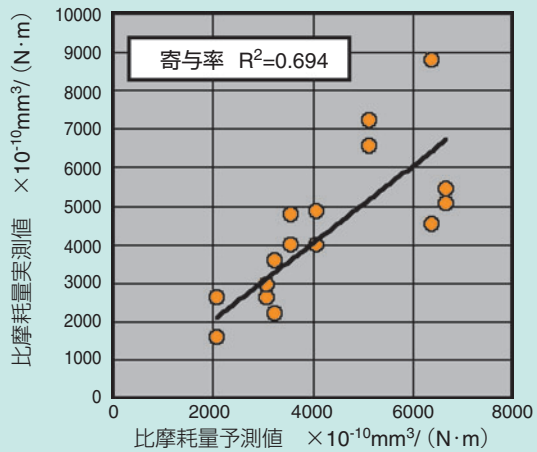


図9　重回帰式による比摩耗量の予測値と実測値の関係
Relationship between estimated data by multiple linear regression and experimental data of specific wear rate of TiN film

7．成膜条件と耐摩耗性の関係

耐摩耗性の制御が成膜条件の調整で可能かどうか検討するために，比摩耗量を目的変数，成膜条件を説明変数として重回帰分析を行った．検討した成膜条件を表5に示す．

表5　検討した成膜条件
Parameters in coating conditions of TiN film investigated in multiple regression analysis

成 膜 条 件	単　位
成膜圧	Pa
アーク電流	A
バイアス電圧	V

重回帰分析の結果，最も高い寄与率でも0.411であり，成膜条件で耐摩耗性を説明することは困難であることが分かった．

そこで，間接的ではあるが，耐摩耗性に最も影響が強いことが分かっている（111）面強度比を目的変数として，重回帰分析を用いて成膜条件の検討を行った．

選ばれた説明変数の標準偏回帰係数を表6，予測値と実測値の関係を図10に示す．

重回帰分析の結果，信頼性が比較的高い重回帰式（寄与率0.668）が得られた．本重回帰式によると，TiN膜は，成膜圧が低く，アーク電流及びバイアス電圧は大きいほど（111）面強度比が大きくなる傾向があり，バイアス電圧が支配的であることが分かった．

8．成膜条件と硬さの関係

今回のような凝着摩耗形態が主となる摩耗試験では，4項で示したように押し込み硬さで耐摩耗性を説明できないことが分かったが，摺動面に硬い異物の混入があるなどしてアブレシブ摩耗形態となる場合には押し込み硬さが支配的な要因になると考えられる．

そこで，押し込み硬さを制御する成膜条件を調べるために，押し込み硬さを目的変数として重回帰分析を行った（検討した説明変数は表5と同じ）．

重回帰式に採用された説明変数と標準偏回帰係数を表7に示す．重回帰式により得られた予測値と実測値の関係を図11に示す．

表6　重回帰分析で（111）面強度比に関係が強いとされた成膜条件
Dominant parameters of coating conditions on peak strength of (111) crystal face in XRD pattern of TiN film

説 明 変 数	標準偏回帰係数
成膜圧	−0.341
アーク電流	+0.281
バイアス電圧	+0.692

表7　重回帰分析で押し込み硬さに関係が強いとされた成膜条件
Dominant parameters of coating conditions on hardness of TiN film

説 明 変 数	標準偏回帰係数
成膜圧	−0.560
アーク電流	+0.316
バイアス電圧	+0.480

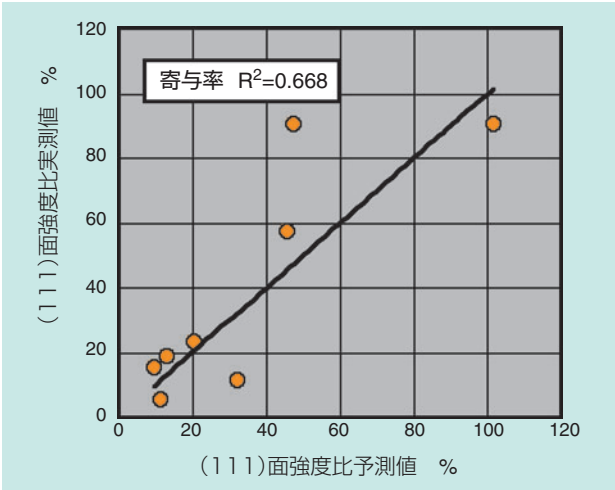


図10　重回帰式による（111）面強度比の予測値と実測値の関係
Relationship between estimated data by multiple linear regression and experimental data of peak strength of (111) crystal face in XRD pattern of TiN film

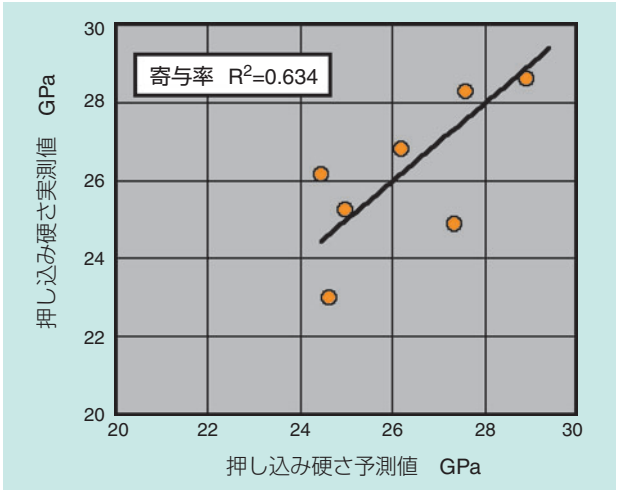


図11　重回帰式による押し込み硬さの予測値と実測値の関係
Relationship between estimated data by multiple linear regression and experimental data of hardness of TiN film

本重回帰式によると，TiN膜を硬くするための成膜条件は，（111）面強度比（7項参照）と同様の傾向があることが分かった．ただし，（111）面強度比の場合と異なり，成膜圧とバイアス電圧の影響が概ね同等である．

9．まとめ

成膜条件の異なる各種TiN膜について，耐摩耗性に及ぼす各種膜特性の影響を調べるために，重回帰分析を行った．得られた知見を以下に示す．

1）TiN膜の耐摩耗性は，結晶の配向状態が支配的な要因であり，(111)面強度比が大きくかつ（220）面強度比が小さいほど高くなることが分かった．また，特に（111）面強度比の影響の方が大きいことが分かった．
2）TiN膜の耐摩耗性を成膜条件で説明することはできないが，耐摩耗性に最も影響が大きい（111）面強度比については成膜条件の調整で制御可能であることが分かった．
3）TiN膜の硬さは成膜条件の調整により制御可能であることが分かった．

今後は，なぜ（111）面強度比が高いほど耐摩耗性に優れるのか，このメカニズムを解明し，さらに高性能な硬質被膜の開発に取り組んでいきたいと考える．

参考文献

1）W.C.Oliver・G.M.Pharr：An improved technique fordetermining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments，J.Mater.Res.，Vol.7，No.6，64，1992.
2）小豆島ら：日本機械学会2006年度年次大会公演論文集，No.06-1（2006），417.
3）丹野ら：AIPにより結晶配向制御したTi-B-N硬質被膜のドライ条件下での摩擦特性，トライボロジー会議予稿集　佐賀（2007－9），147.
4）丹野ら：AIPによる配向制御したTiN硬質被膜のドライ条件下での摩擦メカニズム，トライボロジー会議予稿集　東京（2008－5），187.
5）石井ら：窒化チタン複合表面改質における被膜特性向上，トライボロジー会議予稿集　東京（2008－5），219.

執筆者近影

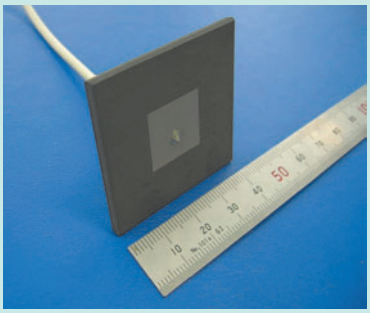
筒井　英之
要素技術研究所

［論　文］

柔軟性及び耐衝撃性を付与したゴム系アンテナ材料の開発

Development of Antenna Material Based on Rubber Which Shows Flexibility and High Impact Strength

大平　晃也*　Kouya OOHIRA



NTNは，既存のセラミック製や樹脂製アンテナ材料よりも柔軟性及び耐衝撃性に優れ，かつ難燃性を有する「ゴム系アンテナ材料」を開発した．開発材は，無線LAN，RFID，UWB等に使用される誘電体アンテナ材料として適用可能である．本稿ではこの材料の特長と評価試験の結果を紹介する．

NTN has developed the antenna material, based on rubber which shows superior flexibility and high impact strength compared with ceramic and polymer antenna materials. The developed material has fire retardancy. The developed material is suitable for dielectric antenna which is used in Wireless LAN, Radio Frequency Identification, Ultra Wide Band and so on. This report introduces the characteristics and test results of the developed material.

1．はじめに

近年，高周波を用いた無線LAN，RFID（無線認識），UWB，GPS，地上波デジタル放送，ホームネットワーク等の市場は急速に拡大傾向にあり，多くの誘電体アンテナが使用されている．誘電体アンテナに使用される材料は，高誘電率，低誘電正接を示すことが好ましい．アンテナの基材に高誘電材料を使用することにより，誘電体内を伝送する波長の短縮効果により，アンテナの小型化が可能となる．一方，低誘電正接材料を使用した場合，発熱によるエネルギー損失が抑制され，アンテナ性能を高めることができる．

既存のアンテナ材料は主にセラミック製であるが，比誘電率を任意に設定できないため，アンテナ設計の自由度が低い．また比誘電率を任意に設定できるアンテナ材料としては，樹脂タイプ[1]（セラミック粉末との複合材）があるが，①電極接着性向上のための表面処理が必要，②セラミック粉末を高配合した高誘電材の成形が困難等の欠点があった．さらにこれらの従来材料は硬くて脆いため，柔軟性に乏しく，衝撃に弱いという欠点もあった．

これらに対し，開発した「ゴム系アンテナ材料」[2)～5)]は，ベース材料にゴム（EPDM）を使用し，高誘電性セラミック粉末の配合量を調整することで，比誘電率を任意に設定可能とした．開発材は柔軟性を有しているので耐衝撃性に優れ，曲面への貼り付けが可能である．さらに加熱圧縮法で成形を行うため，円柱や角柱あるいはセラミック製や樹脂製では成形し難い大判シートの成形も容易にできる等の特長がある．従来のゴム材料は難燃性に劣るという欠点を有していたが，開発したゴム系アンテナ材料は，難燃剤の最適配合でUL94規格V0相当の優れた難燃性を付与することが可能となった．

2．開発材の特長

開発材の主な特長を以下に示す．

① 機能面の特長

- 比誘電率（4～20）を任意に設定可能
- 低誘電正接（0.01以下）
- 優れた柔軟性
- 優れた耐衝撃性

*要素技術研究所

・難燃性（HB，V1，V0）
・切断，研磨等の加工が容易

② 成形面の特長
・円柱，角柱の成形が可能
・大判のシート成形が可能
シート寸法：150mm×150mm~230mm×230mm
シート厚さ：1~3mm

開発材を使用したRFID用パッチアンテナ（100mm×100mm×t6mm）を図1，曲面への貼り付け状態を図2，円柱成形体を図3に示す．

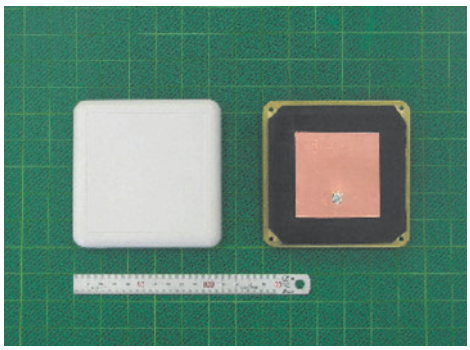


図1　開発材を使用したRFID用パッチアンテナ
Patch antenna of developed material for RFID

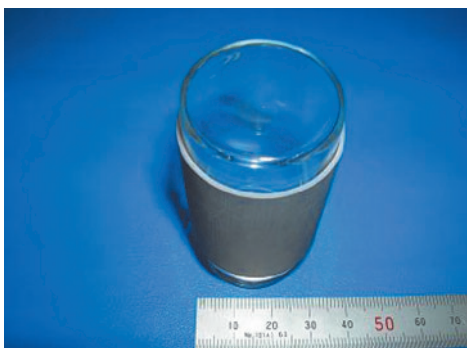


図2　曲面への貼り付け状態
The developed material sticked on curved surface

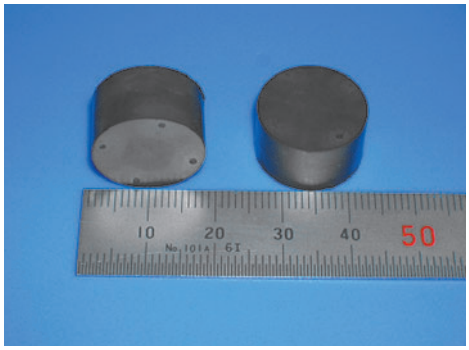


図3　円柱成形体（4点ゲート金型プレス使用）
Example of cylinder molding of the developed material

図1の試作アンテナは送受信する電波の波長に合わせて設計した銅箔製電極を両面に形成したものである．図2は開発材を曲面へ貼り付けた状態である．開発材は柔軟性のあるゴムをベース材として使用しているので，曲面への貼り付けが容易に行える．通常のセラミック製もしくはセラミック粉末を配合した樹脂製アンテナは図2のような曲面への貼り付けは困難である．

図3は4点ゲートのプレス金型を用いて加熱圧縮成形した円柱成形体である．必要に応じて，電極を埋め込んだインサート成形も可能である．

3．誘電特性

3．1　セラミック粉末配合量と誘電特性

ベース材料にEPDMを使用し，セラミック粉末の配合量を0から1200重量部（EPDM 100重量部に対し，セラミック粉末配合量を変化）まで変化させたゴムシート（150mm×150mm×t2mm）を製作した．各ゴムシートから所定形状の試験片を加工し，比誘電率及び誘電正接を空洞共振法で測定した．測定条件を表1，結果を図4，5にそれぞれ示す．

セラミック粉末配合量の増加に伴い比誘電率は増加し，誘電正接は低下する．測定周波数が高くなるに従い，比誘電率，誘電正接共に増加する傾向にある．

本材では，セラミック粉末の配合量を調整することで，比誘電率を任意に設定することが可能である．比誘電率を任意に設定できれば，アンテナ設計の自由度が広がるので，アンテナ材料として有利である．

表1　試験条件
Test　conditions

	内　容
測定方法	空洞共振法
試験片形状	棒状（1.5mm×1.5mm×70mm）
周波数　MHz	1000，3000
温　度　°C	25

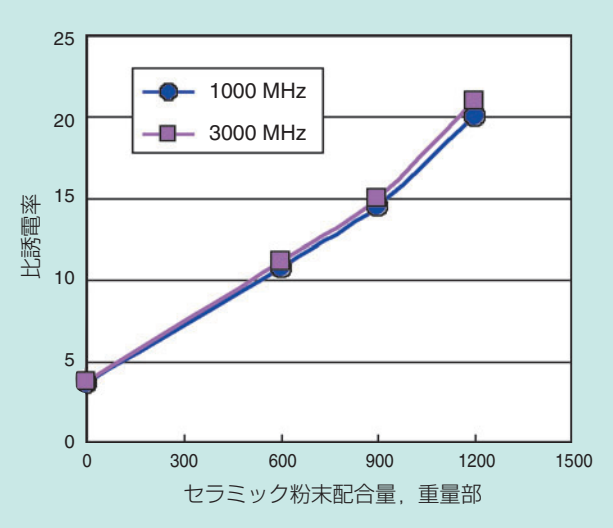


図4　セラミック粉末配合量と比誘電率の関係
Relationship between content of ceramic powder and dielectric constant

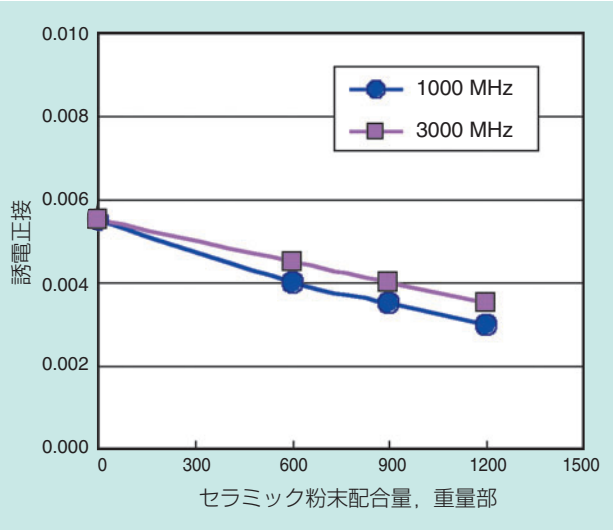


図5　セラミック粉末配合量と誘電正接の関係
Relationship between content of ceramic powder and tan δ

切に複合化することで問題解決できることを見出した．このようにして得たハイブリッドシートの温度依存性を**図6**に併記する．比誘電率の温度依存性を考慮したハイブリッドシート材は，-40～120℃の広い温度域で比誘電率がほぼ一定であり，広い温度域で使用可能である．

表2　試験条件
Test　conditions

	内　容
測定方法	容量法
試験片形状	板状（30mm×30mm×t1mm）
周波数　MHz	400
温　度　℃	-40，-10，30，70，100，120

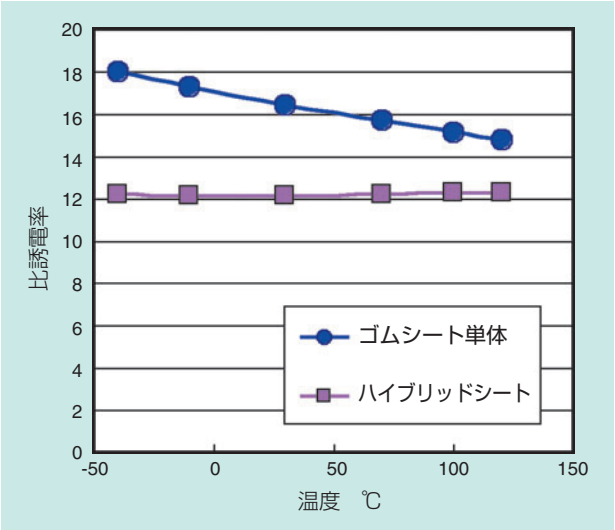


図6　温度と比誘電率の関係
Relationship between temperature and dielectric constant

3. 2　比誘電率の温度依存性

室温（25℃）の比誘電率が16.5となるように配合したゴムシートの各温度に対する比誘電率を容量法で測定した．測定条件を**表2**，試験結果を**図6**にそれぞれ示す．

ゴムシート単体の場合，温度上昇に伴い，比誘電率は低下する．比誘電率の変化量が大きい場合，使用温度によって共振周波数にズレが生じるので好ましくない．特に高周波帯で使用する場合，その影響が大きくなる．

比誘電率の温度依存性を小さくするため，設計面で試行錯誤を繰り返した結果，材質の異なるシートを適

3. 3　長期エージング特性

ゴムシートから加工した試験片（比誘電率：18，25℃で測定）の比誘電率に関する長期エージング特性を評価した．エージング条件を**表3**，エージング後の比誘電率の測定条件を**表4**，結果を**図7**にそれぞれ示す．

図7のように-40，80，120℃の各温度で1000時間放置しても比誘電率はほとんど変化せず，開発材は十分な安定性を有していることがわかる．

表3　エージング条件
Condition of aging test

	内　容
試験片形状	板状（30mm×30mm×t2mm）
温　度　℃	-40，80，120
処理時間　h	0，250，500，1000

表4　試験条件
Test conditions

	内　容
測定方法	容量法
試験片形状	板状（30mm×30mm×t2mm）
周波数　MHz	400
温　度　℃	25

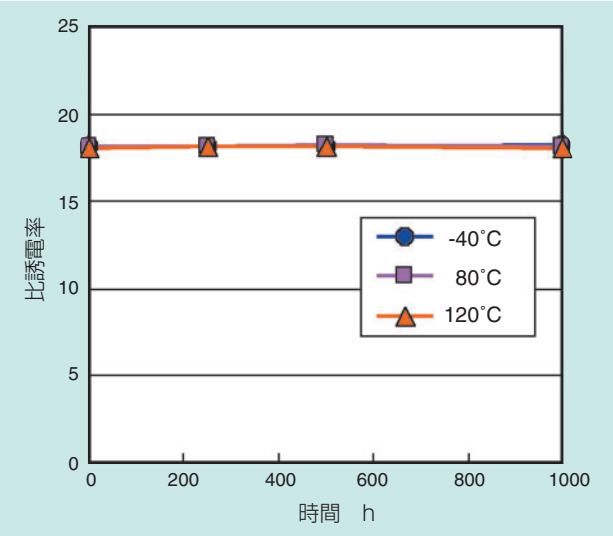


図7　比誘電率の経時変化
Relationship between aging time and dielectric constant

4．一般物性

4．1　機械物性

セラミック粉末の配合量と機械特性を表5に示す．セラミック粉末の配合量の増加に伴い，比重，引張強さ及び硬度は増加し，伸びは減少するが，1200重量部配合でも実用上，問題ない．

表5　各試験片の機械物性
Mechanical properties of test specimen

セラミック粉配合量，重量部	比重	引張強さ MPa	伸び %	硬度 JIS-A
	JIS K6268	JIS K6251	JIS K6251	JIS K6253
0	1.0	4.5	290	47
600	2.8	6.1	150	90
900	3.2	6.5	110	92
1200	3.6	7.8	75	94

4．2　耐はんだ性

アンテナ材として使用する場合，給電点と電極の通電部やコネクタ取り付け部に溶融はんだを使用するので，耐溶融はんだ性が必要となる．開発材のはんだ浴浸漬試験結果（JIS C6471に準拠，規定温度のはんだ浴に試験片を浮かべ，規定時間で取り出して外観を観察）を表6に示す．各温度において，試験片の表面に膨れやクラックは発生しておらず，はんだの使用温度に十分耐えうる耐熱性を示している．

実際，評価用のアンテナを試作する際，コネクタとグラウンド電極の貼り付け及び給電位置にはんだを使用したが，実用上問題ないことが確認されている．

表6　はんだ浴浸漬試験結果
Result of dipping test in melted solder

	試験時間　s	
	5	10
260℃	異常なし	異常なし
280℃	↑	↑

5．アンテナ特性

5．1　共振周波数，電圧定在波比（VSWR）及び利得

比誘電率18（25℃）の材料を用いて2450MHz用のパッチアンテナ（40mm×40mm×t2mm）を2個製作した．各アンテナの初期特性を表7に示す．VSWR（Voltage Standing Wave Ratio：入射波と反射波が重なってできた波の最大値と最小値の比），利得（被試験アンテナと基準アンテナに同一電力を加えた場合の最大電界方向での受信電力の比）共にアンテナとして十分機能するレベルであることがわかる．

表7　アンテナ特性
Property of antenna

No.	共振周波数　MHz	VSWR	利得　dBi
1	2475	1.23	2.1
2	2446	1.19	2.1
目標値	2450±50	2以下	1.5以上

5. 2 ヒートサイクル試験

各試作アンテナについて，図8に示す条件でヒートサイクル試験を実施した．ヒートサイクル試験前後の各種アンテナ特性（共振周波数，VSWR，利得）を表8～10に示す．

ヒートサイクル試験前後で電極の剥がれや膨れは発生していない．また，共振周波数，VSWR及び利得の各変化量は目標値以内で少ないことから，実用上問題ないことがわかる．

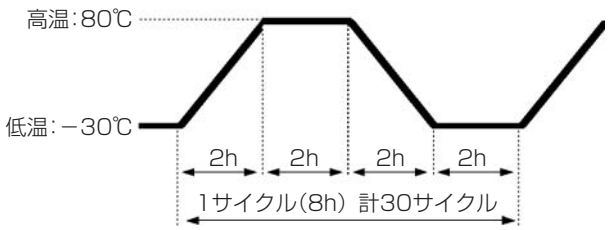


図8　ヒートサイクル試験条件
Condition of heat cycle test

表8　共振周波数の変化率
Changing rate of resonate frequency

	共振周波数　MHz		変化率　%
	試験前	試験後	
1	2475	2465	－0.4
2	2446	2434	－0.5
目標値	—	—	±2.0

表9　VSWRの変化率
Changing rate of VSWR

	VSWR		変化率　%
	試験前	試験後	
1	1.23	1.31	6.1
2	1.19	1.26	5.6
目標値	—	—	±10

表10　利得の変化率
Changing rate of gain

	利得　dBi		変化率　%
	試験前	試験後	
1	2.1	2.1	0
2	2.1	2.1	0
目標値	—	—	±10

6．難燃性グレード

6. 1 誘電特性

ゴム系アンテナ材料に使用したEPDMは易燃焼である．一方，家電製品等に使用されるアンテナ材には難燃性が要求される場合がある．

難燃効果のある金属水酸化物及び臭素系難燃剤（RoHS規制対象外）を所定量配合し，セラミック粉末の配合量のみ可変させたゴムシートを製作した．各ゴムシートから所定形状の試験片を加工し，比誘電率及び誘電正接を測定した．測定条件を表11，測定結果を図9，10に示す．

セラミック粉末配合量の増加に伴い，比誘電率は増加した．難燃剤を配合した場合，未配合品と比較して誘電正接が0.003から0.005に変化し，約0.002増加する（図10）．現在，配合する金属水酸化物の最適化により，誘電正接の増加量を約0.001に抑える手法に目処が立っている．参考値として，セラミック粉末配合量が330重量部のゴムシートの誘電特性データを図9，10に併記する．

表11　試験条件
Test conditions

	内　容
測定方法	容量法
試験片形状	板状（20mm×20mm×t2mm）
周波数　MHz	400
温　度　℃	25

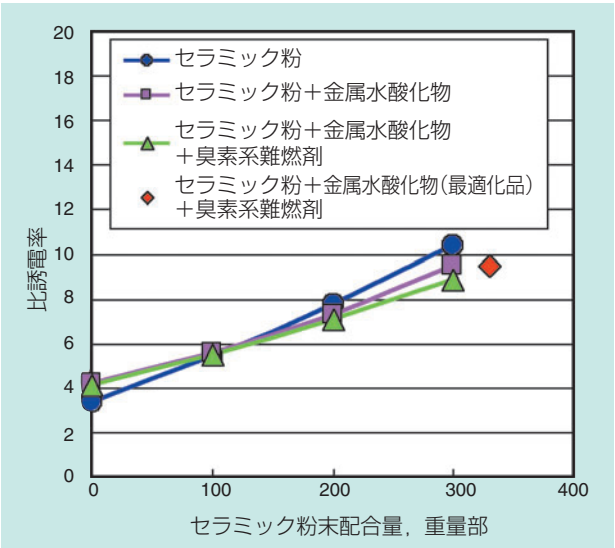


図9　セラミック粉末配合量と比誘電率の関係
Relationship between content of ceramic powder and dielectric constant

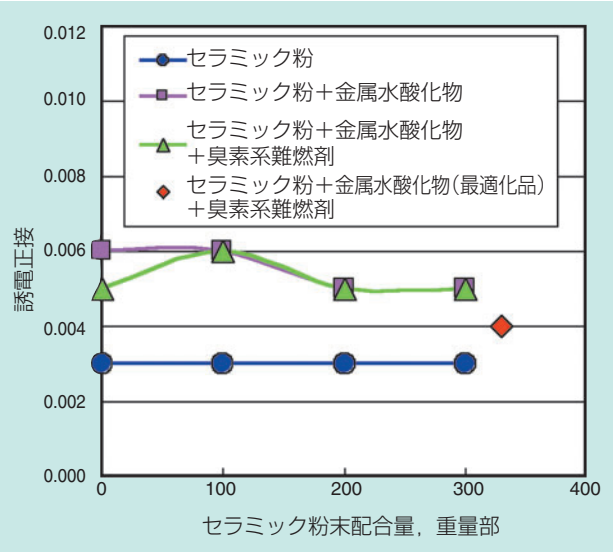


図10　セラミック粉末配合量と誘電正接の関係
Relationship between content of ceramic powder and tan δ

6. 2　難燃性

各試験片の難燃性をUL94規格に基づく燃焼性試験で評価した．結果を**表12**に示す．セラミック粉末の配合量が少ない場合，激しく燃焼するが，金属水酸化物及び臭素系難燃剤を配合した場合，HBの難燃性を示した．特にセラミック粉末の配合量を多くした場合，V0の優れた難燃性を示した．

表12　各組成物の難燃性
Fire retardancy of test specimen

セラミック粉末配合量，重量部	セラミック粉	セラミック粉＋金属水酸化物	セラミック粉＋金属水酸化物＋臭素系難燃剤
0	×	HB	HB
100	HB	HB	HB
200	HB	HB	V1
300	HB	HB	V0

（燃焼性の定義）
HB（遅燃性）：燃焼速度　40mm/min以下（自己消火性なし）
V1（難燃性）：燃焼時間　30秒以内（自己消火性あり）
V0（難燃性）：燃焼時間　10秒以内（自己消火性あり）

7．まとめ

NTNが開発した「ゴム系アンテナ材料」は，ベース材料にゴムを使用し，高誘電性セラミック粉末の配合量を調整することで，比誘電率を任意に設定可能（4～20）である．また，柔軟性を有しているので耐衝撃性に優れ，落下による割れ等の心配がなく，曲面への貼り付けが可能である．さらに難燃処方を施すことで，V0相当の難燃化も可能である．なお，開発材は加熱圧縮法でシート成形を行うため，セラミックス製や樹脂製では成形し難い大判シートの成形（150mm×150mm～230mm×230mm）も可能である．

以上のように開発材は従来材とは異なった特徴を持つことから，従来のセラミック製もしくは樹脂製アンテナでは対応できない用途への適用が期待できる．

参考文献

1）J.W.Schultz, J.S.Colton, & C.K.Berkowitz, 45th International SAMPE Symposium, 1863-1873,（2000）.
2）中島，大平,日本ゴム協会2004年年次大会研究発表講演会講演要旨，43,（2004）.
3）中島，大平，堺，日本ゴム協会2006年年次大会研究発表講演会講演要旨，70,（2006）.
4）江上，大平，日本ゴム協会2008年年次大会研究発表講演会講演要旨，119,（2008）.
5）大平,比誘電率が任意に設定可能な「ゴム系アンテナ材料」の開発,月間　自動認識，vol1，54～57,（2007）.

執筆者近影

大平 晃也
要素技術研究所

脳動脈瘤治療用センシングシステムの開発
Development of Sensing System for Cerebral Aneurysm Treatment

永野 佳孝* Yoshitaka NAGANO
藤本 英雄** Hideo FUJIMOTO

近年，脳動脈瘤コイル塞栓術は，脳動脈瘤の標準的な破裂防止治療の一つとなっている．本治療は，瘤の中へのコイル挿入に高度な手技を必要とし，その手術支援が強く要望されている．そのため，コイル挿入力を測定する新しいセンサを開発した．本報では，開発したセンサと模擬動脈瘤を使ったコイル塞栓の実験結果について紹介する．

In recent years, endovascular coil embolization is becoming a standard treatment option for people with a cerebral aneurysm. Since the coil embolization needs advanced coil insertion technique, an analysis of the technique and development of a surgery system for assistance and training are desired. We have developed a novel optical force sensor for coil delivery wire. This paper presents the sensor and the result of an evaluation the sensor by using silicone dummy aneurysm.

1．緒　言

現代医学，特に外科分野でいま注目されているのが「低侵襲医療」である．低侵襲医療とは，手術により患者に与える傷と苦痛を最小限に抑える治療方法であり，その代表例の一つがカテーテル手術である．本術式では「カテーテル」と呼ばれる細いチューブを人体の血管等に挿入し，この管を経由してさまざまな器具や薬剤を投与する事で体内の疾患を治療する．特に血管中にカテーテルを挿入して行う手術は，血管内治療あるいは血管内手術と呼ばれ，血管内部の損傷を防止するため医師には高度な手技が求められている．

血管内治療は，高齢化に伴い最近患者数が増加傾向にある「くも膜下出血」の主原因である脳動脈にできた瘤（こぶ）の破裂を防止する治療にも適用されている．図1に示すように脳動脈瘤は，血管壁の強度の弱い部分が血圧等で風船状に膨張することで発生する．瘤の血管壁は薄いために脆く，破裂の危険性がある．脳動脈瘤の血管内治療は，瘤内部に白金製のコイルを充填し，瘤の中を血栓化して破裂を防止するもので，コイル塞栓術[1)~3)]と呼ばれている．この手術では，瘤の内部に挿入したカテーテルを通して，破裂しやすい瘤の中にコイルを充填するため，コイルの挿入力を木目細かくコントロールする必要がある．

脳動脈瘤コイル塞栓術のコイル挿入を支援するものとして，術前シミュレーションや手術トレーニング用脳血管立体モデル[4)]が製作されているが，現在,手術自体を支援する機器は存在していない．手術中に使用できるコイル挿入力センサを実現すれば，過度なコイル挿入力を抑えて瘤の破裂を防止できる可能性は高い．

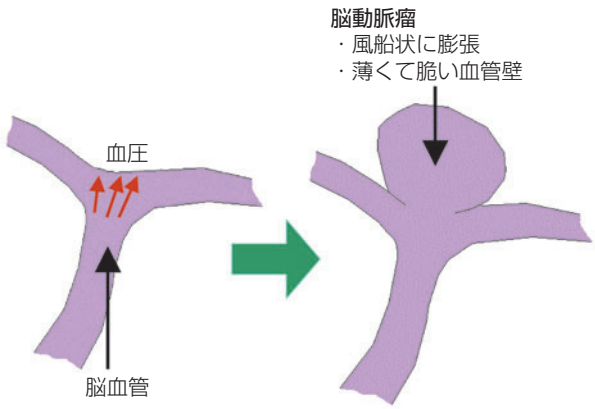


図1　脳動脈瘤
Cerebral aneurysm

*商品開発研究所　電子応用研究部
**名古屋工業大学大学院教授

このような背景の下，**NTN**では名古屋工業大学大学院の藤本英雄教授との共同研究により，コイル操作中の指先の微小な力（コイルの挿入力）を医師が知覚可能とするセンサを開発した[5)~7)]．

本稿では，開発したセンサと，シリコーン樹脂で製作した模擬動脈瘤を使いコイル挿入テストを実施した結果を報告する．

2．脳動脈瘤コイル塞栓術

図2に示すように，脳動脈瘤コイル塞栓術では，医師の指先操作によって，コイルは瘤から離れた大腿部の動脈からＹコネクタという手術機器を経て挿入される．**図3**に，脳動脈瘤へのコイル挿入過程(1)～(5)を示す．それぞれの過程の具体的な内容は以下のとおりである．

（1）医師はカテーテルを脳動脈瘤に誘導する．

（2）医師は，カテーテルの中に先端に白金コイルが付いたデリバリーワイヤを挿入する．コイルは動脈瘤に到達すると，形状記憶されている3次元構造や螺旋構造に戻る．

（3）医師は，瘤とコイルの状態をＸ線透視画像で確認の上，デリバリーワイヤを操作して，コイルを瘤内に挿入する．コイル全体を瘤内に挿入後，これをデリバリーワイヤから切り離す．

（4）（2）（3）を繰り返し，複数のコイルを瘤の中に高密度で詰め込む．

（5）コイルを詰めた瘤は血栓化し破裂が防止される．

3．センサの検出原理とその構造

脳動脈瘤コイル塞栓術に使用されるカテーテルとデリバリーワイヤの直径はそれぞれ約１ｍｍ，約0.3mmと細く，これらにセンサを直接取り付けることは難しい．そこで，本センサの開発では，従来の手術機器との互換性を保つことを主眼に置いた．

図4に，開発したセンサの外観写真を示す．従来から手術で使用してきたＹコネクタ周辺にセンサを構成した点が特徴的である．カテーテル中へのデリバリーワイヤ挿入用に利用されるＹコネクタは，カテーテルとの接続部と，デリバリーワイヤおよび生理食塩水を導入する2つの挿入口で構成され，医師は左手でこれ

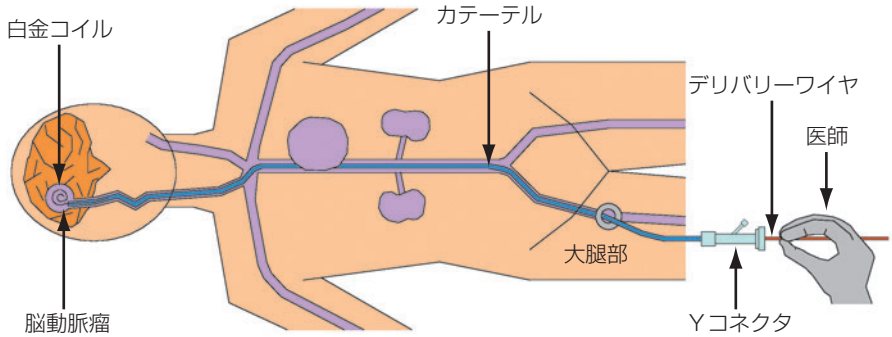


図2　脳動脈瘤コイル塞栓術
Endovascular coil embolization of cerebral aneurysm

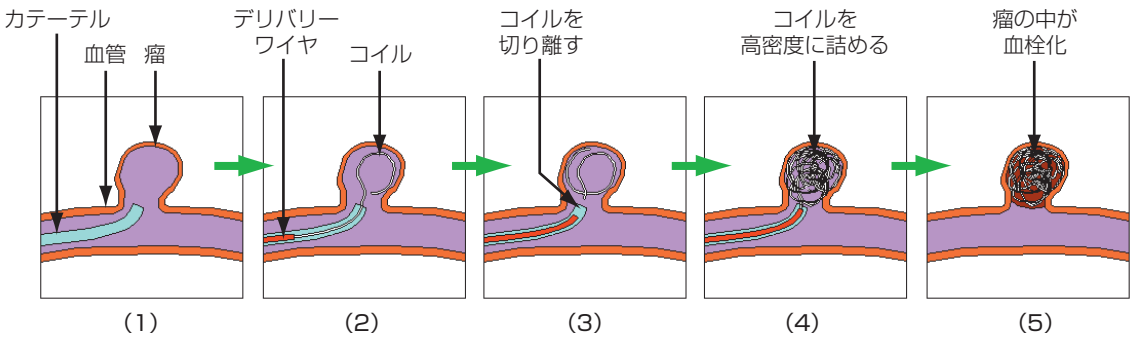


図3　塞栓用コイルよる治療
Treatment by embolization coil

を把持し，右手でコイルを挿入操作する．挿入力センサは，このＹコネクタ中央部に組み込んだ．

図5にその内部構造を示す．図に示されるように，Ｙコネクタの中央部に開口部を配し，ワイヤがその挿入力に応じて中央部で撓む構造である．開発したセンサの検出原理は，この撓み量を光学的に測定して，ワイヤの挿入力を推定するものである．

医療機器の場合，体内に直接導入される部材は滅菌状態を保つ必要がある．開発したセンシングの方法は，光学的に非接触でワイヤの撓み量を計測するもので，この滅菌の問題はない．

図6に，開発センサの光学系構造を示す．センシング光学系は，LED，レンズアレイ，およびフォトラインセンサで構成した．センサ本体は，LED光が透過できるように透明樹脂で製作した．各光学部品は樹脂内に埋め込まれ，防水性を確保し洗浄できるようにしている．

図7に撓み量を測定するためのワイヤ位置検出の概念図を示す．本図はワイヤ撓み方向へのセンサ本体断面図に相当する．LEDからの光は，センサ本体内を通過した後，セルフォックレンズで構成されるレンズアレイによって光路が変更され，フォトラインセンサに照射される．センサ本体内のワイヤは，このLED光の一部を遮るため，ワイヤの位置はフォトラインセンサの最低輝度の画素番号pdとして検出される．フォトラインセンサの画素数は128，分解能は400dpi（約63μm）であるが，画素pdとpd周辺画素の位置と輝度による重み付け演算を行い，フォトラインセンサの分解能以上の精度でワイヤの撓み量を測定した．

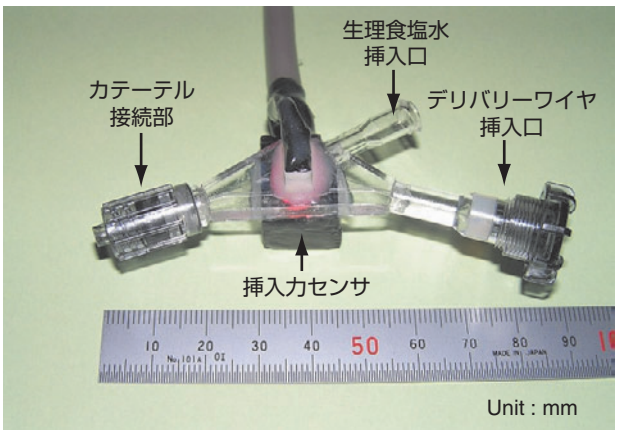


図4　センサ内蔵型Ｙコネクタ
Y-connector with built-in force sensor

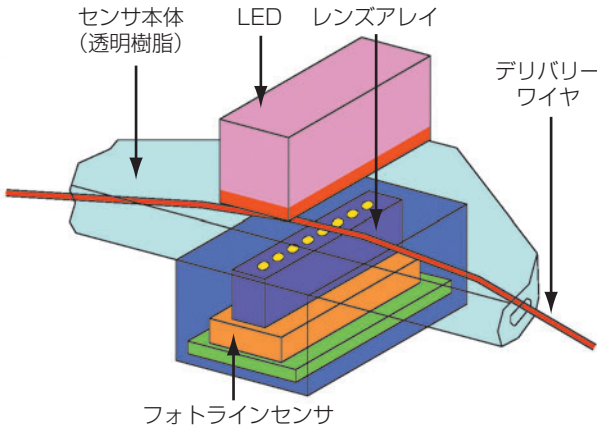


図6　センサの光学系
Optical system of the force sensor

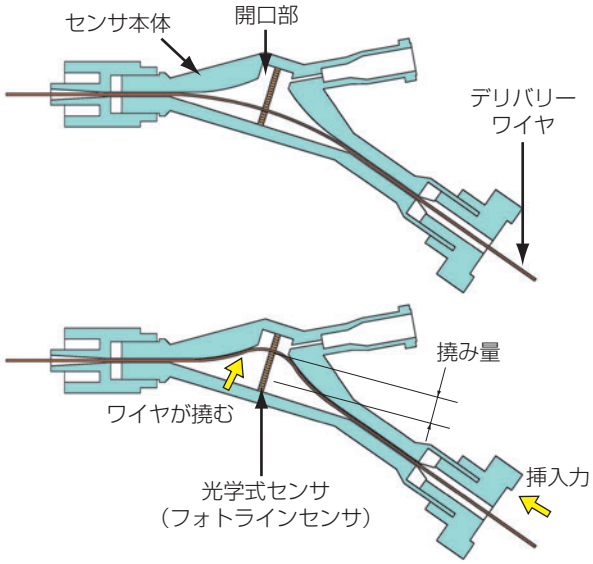


図5　センサ内蔵型Ｙコネクタの構造
Structure of the Y-connector with built-in force sensor

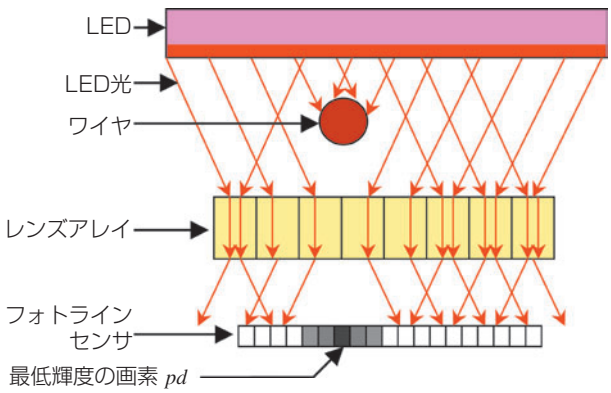


図7　ワイヤ位置検出の概念図
Conception diagram of wire position detection

4. 性能評価

4. 1 挿入力の検出精度

コイル塞栓術に使用されているデリバリーワイヤを用いて，ワイヤの挿入力と撓み量との関係を測定した結果を図8に示す．この結果を基に，センサ出力を較正した．

図9は，このセンサ出力から推定される挿入力と実際の挿入力との関係を示す．検出誤差が最大でも±0.05N以内であることが確認された．

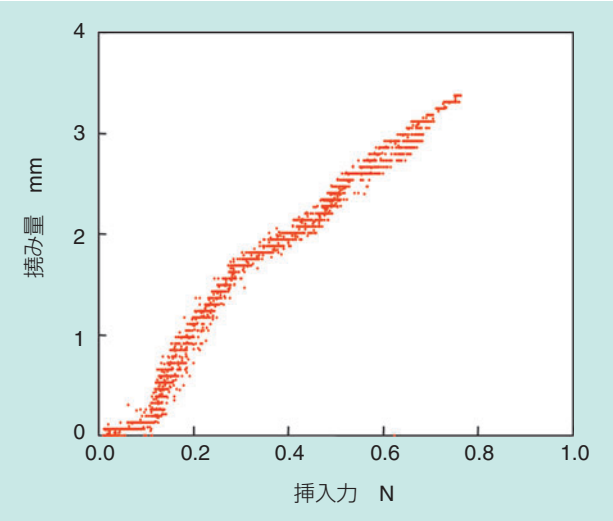


図8 ワイヤの挿入力と撓み量との関係
Input force and bending value

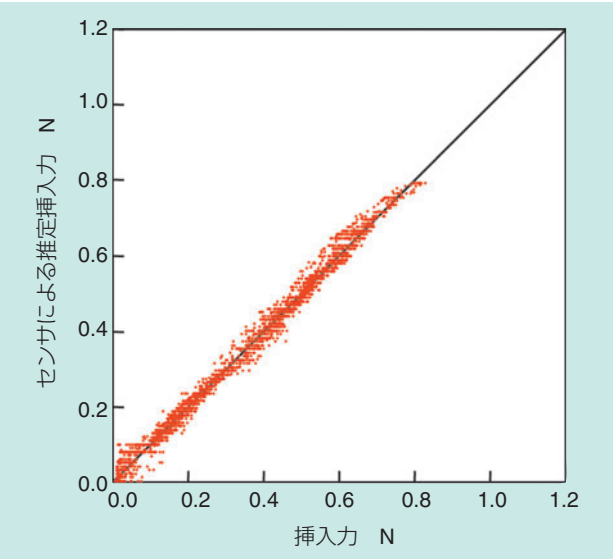


図9 較正後のセンサ出力
Calibrated sensor output

4. 2 模擬脳動脈瘤を使用した評価

図10の実験システムを使用し，模擬脳動脈瘤を用いたコイル塞栓試験を行った．模擬脳動脈瘤は，コイル塞栓の様子が観察できる透明シリコーン樹脂で製作し，瘤の直径は4mm，脳血管の直径は3mmとした．コイル塞栓の様子を，CCDカメラのモニタで観測しながら．開発したセンサでデリバリーワイヤの挿入力を測定した．

コイルを模擬脳動脈瘤の中に詰めた様子を，図11に示す．図12に，デリバリーワイヤの挿入力の測定結果を示す．挿入力が時間と伴に間欠的に変動しているが、これは実際の手術を想定してワイヤを指で挟み間欠的に挿入したことに起因する．コイルの瘤内充填に伴い挿入動作による挿入力が徐々に大きくなる様子が確認された．また，コイル挿入の最終段階では約0.3Nの挿入力が計測された．

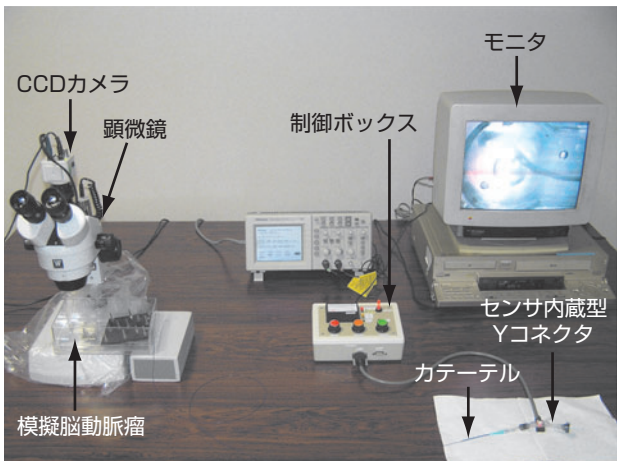


図10 実験システムの外観
Photograph of experimental system for coil embolization

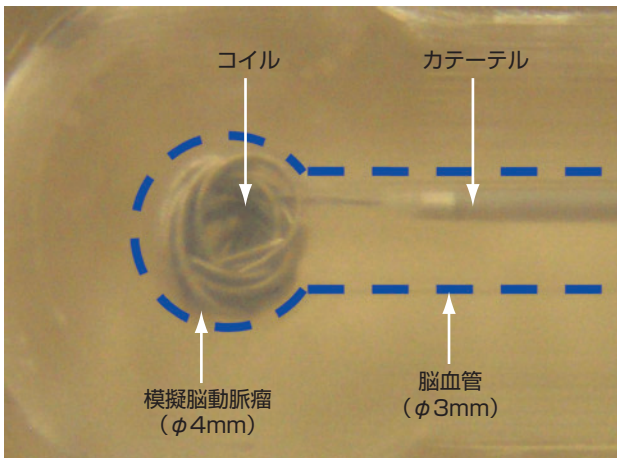


図11 コイル塞栓結果
Photograph of coil embolization

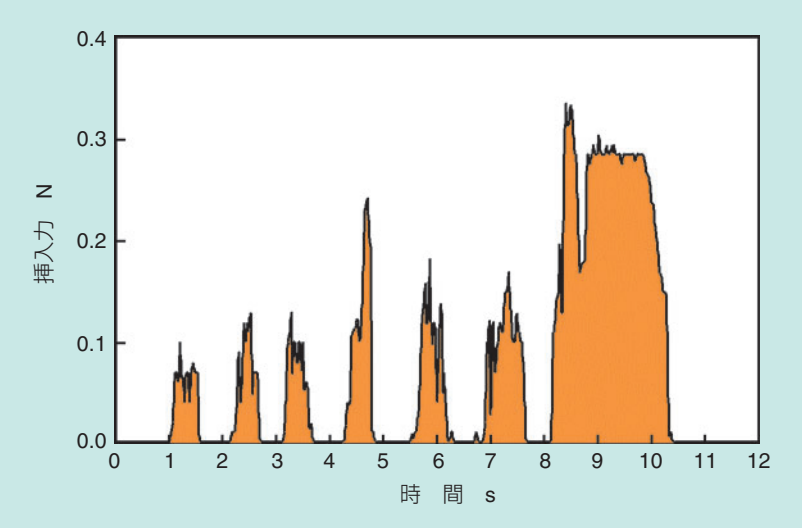


図12 コイル挿入力の測定結果
Measurement result of insertion force

5. 結 言

脳動脈瘤のコイル塞栓術において，医師のコイル挿入力を測定する新しいセンサを開発した．既存のカテーテル，コイル，およびデリバリーワイヤがそのまま利用できるように，挿入力センサをＹコネクタ内に組み込み，従来手術との互換性を確保した．

今後，多くの実験データの取得，およびその評価を行い，本センサによる高度な脳動脈瘤コイル塞栓術の実現を目指していきたい．

参考文献

1）菊池晴彦, "先端医療シリーズ29 脳神経外科 脳神経外科の最新医療", 先端医療技術研究所, 2004
2）宮地茂, "脳血管内治療", 52(1), 現代医学, 73-84, 2004
3）兵頭明夫, 根本繁, "GDCを用いた脳動脈瘤血管内手術", 医学書院,1999
4）S. Ikeda, F. Arai, T. Fukuda, K. Irie, and M. Negoro, "Three Dimensional Photoelastic Stress Analysis on Patient-Tailored Anatomical Model of Cerebral Artery", Proc. 2004 Int. Symp. on Micro-NanoMechatronics and Human Science, 145-150, 2004
5）永野佳孝, 佐野明人, 坂口正道, 藤本英雄, "極細かつ長尺の線状体用力センサの開発", 44(3), 計測自動制御学会論文集, 278-284, 2008
6）永野佳孝, 佐野明人, 坂口正道, 藤本英雄, 宮地茂, 大島共貴, 松原功明, 細島理, 吉田純, "脳動脈瘤治療用センシングシステムの開発", 第16回日本コンピュータ外科学会大会, 61-62, 2007
7）細島理, 宮地茂, 大島共貴 泉孝嗣, 松原功明, 鶴見有史, 吉田純, 永野佳孝, 坂口正道, 藤本英雄, "光学的センサーを用いたコイル挿入力測定機器の開発", 1(2), 第23回日本脳神経血管内治療学会総会, 156, 2007（医師部門ポスター銅賞）

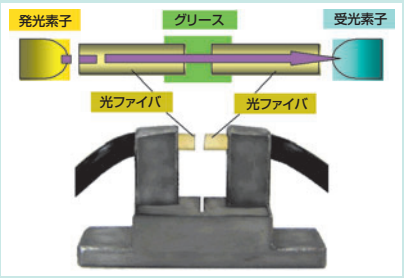
執筆者近影

永野　佳孝
商品開発研究所
電子応用研究部

藤本　英雄
名古屋工業大学
大学院教授

潤滑剤の状態検出技術の開発
Monitoring Method of the Deterioration of Lubricant

西川　健太郎* Kentaro NISHIKAWA
石河　智海* Tomomi ISHIKAWA



各種装置に組み込まれた機械要素の状態を，潤滑剤に含まれる摩耗粒子や混入異物の量およびサイズから推定する要求がある．本稿では，開発した潤滑剤の状態検知センサについて，その構成と検出原理，および評価試験結果を報告する．

The monitoring of debris and wear particles in lubricating oil or grease is desired for early prediction of the failure of machinery components. The state of lubrication can be estimated by monitoring the amount and size of the particles in lubricating material. This paper describes the configuration and principle of the detection and shows experimental results.

1．はじめに

高い信頼性が求められる軸受では，回転中の内部状態をセンシングする技術が求められている．軸受部材の摩耗を検知できれば，軸受の故障予測が可能となり，機械のメンテナンス性および信頼性向上も期待できる．

油潤滑の軸受では，強磁性体である軸受摩耗粉を油の循環経路に配した永久磁石により捕獲し，これを磁気式センサもしくは電気抵抗検出センサ[1]でモニタする装置が実用化されている．最近では，工作機械用の主軸に代表される軸受の高速回転用途が増え，セラミック製転動体を使用するハイブリッド軸受が多く利用されるようになってきた．しかしながら，セラミックは非磁性・非導電材料のため，同様の測定原理ではその摩耗粉が検出できない．セラミックの摩耗粉の測定には，その誘電率が潤滑油の数倍であることを利用した誘電率測定による方法，セラミック片が母材から剥離直後に帯電していることを利用した静電センサ[2]による方法が報告されているが，いずれも検出精度や信頼性に課題がある．

一方，グリース封入型の大型軸受では，一般に運転時間等によって定期的にメンテナンスが実施される．鉄道車両用軸受では，軸受からグリースを採取し，酸価，ちょう度，油分離率，成分，および水分量等を調査している[3]．特に，軸受内の摩耗金属量の定量化は潤滑管理の最重要項目の一つとしているが[4]，常時監視を可能とするシステムの例はない．

本稿では，**NTN**が開発した潤滑油中のセラミック検出技術，および軸受内のグリース状態をセンシングする技術について解説する．

2．セラミック粒子検出センサ[5]

2．1　検出原理およびセンシング装置の概要

図1に開発したセンシング装置を示す．2枚の電極板を潤滑油系統内に対向配置し，一方を電磁ソレノイドのリニア動作で他方に押し当てる構造である．潤滑油中に異物が混入している場合には，両電極板間に異物が挟まるため電極板間距離が変化する．この距離を両電極板間の静電容量計測で求め，両電極板間を通過する異物の最大径を推定する原理である．電極板表面に絶縁皮膜を形成することで，金属など導電性の異物が挟まった場合にも，短絡せずに計測できる点が特徴である．

試作装置では電極板をφ15mmの平板とした．異物のサイズに対して電極板面積は十分大きく，異物を

*商品開発研究所　電子応用研究部

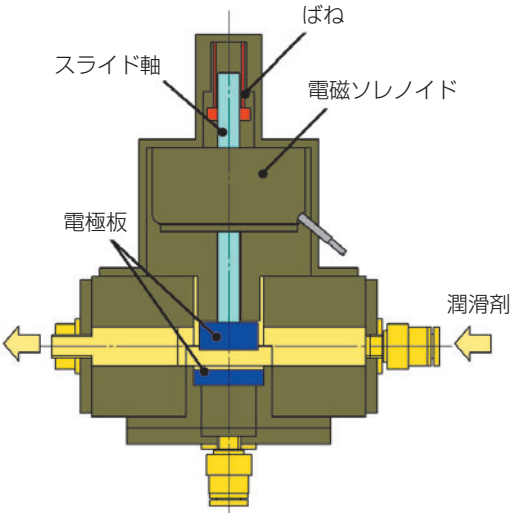


図1　セラミック粒子の検出装置
Sensing apparatus for ceramic debris

挟み込んでも，静電容量は電極板間距離だけに依存するとみなしても良い．したがって，静電容量の計測により電極板間に挟まった異物の最大径を推定することができる．

電磁ソレノイドのスライド軸に取り付けたばねは，両電極間に予圧を作用させる役目をもち，電磁ソレノイドへの電源投入により両電極は最大5mm離れるように設定されている．さらに，一方の電極にはアルミ材を使用し，表面にはアルマイト処理による絶縁を施した．

2. 2　評価試験の方法

図2に，本センサの評価試験に用いた潤滑油循環系統を示す．

実験では，オイル（日産モーターオイル strong save X 0W-20,1500cc）を流量5l/minでマグネットポンプによって循環させ，循環中のオイルにセラミック粒子を混入させた．循環系統中に挿入した電磁ソレノイドを毎秒1回ON/OFF動作させ，LCRメータを用いて静電容量を計測した．計測した静電容量をPCで統計処理することにより，捕獲したセラミック粒子のサイズおよび量を推定した．

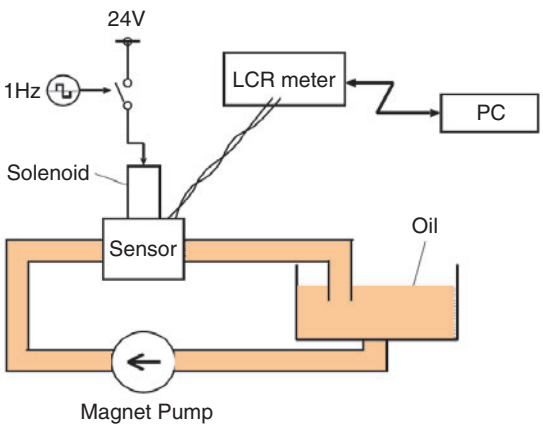


図2　試験装置
Test equipment

2. 3　セラミック粒子検出センサの評価試験結果

図3は，捕獲したセラミック粒子サイズの時間変化をプロットしたものである．

実験では，測定開始から1300秒と3000秒経過後に平均粒径30μmの窒化珪素0.01ｇをオイル中に混入させた．実験開始後4100～5400秒の間は粒径が20μmより大きな粒子を捕獲するオイルフィルタを配管中に挿入し，オイル中のセラミック粒子を取り除いた．その後，フィルタを取り外し，平均粒径75μmのアルミナをオイル中に投入した．

図3より，セラミック粒子を投入すると異物の捕獲回数が増加すること，フィルタ挿入区間では異物がほとんど検出されないことがわかる．

また，両電極が近接した状態で電極間の距離は完全にゼロになることはなく，電極間に形成される油膜厚さ（図3では約10μm）によって最小検出サイズが制限されている．これは，電極間の押し付け圧（予圧）が0.5Nと小さいためである．予圧を大きくするか，電極間の油膜を排出する機構を形成することで，さらに小さな粒子を検出することが可能となる．

図3の時刻A～Eにおいて，5分間計測（計測数300回=1回/s×300s）した粒子サイズを図4(a)に示す．また，各時刻に採取したA～Eのサンプル各

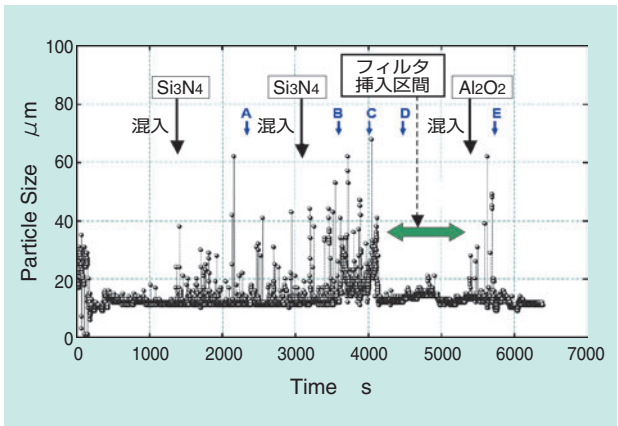
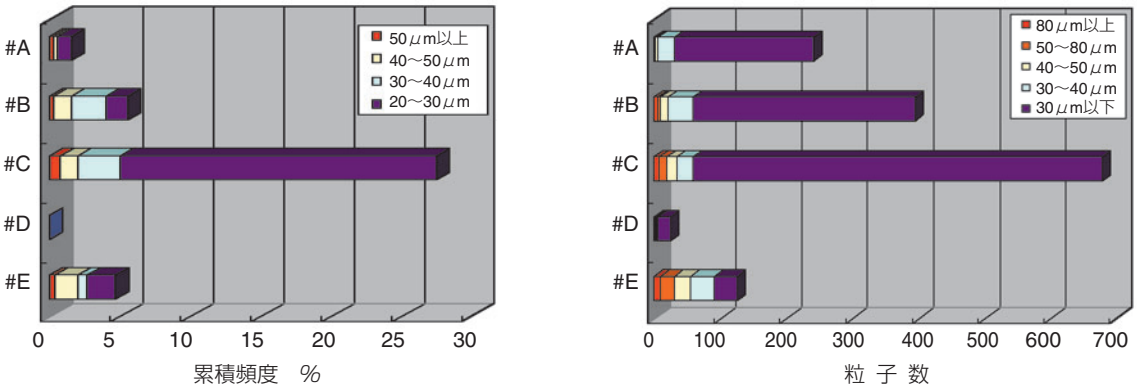


図3　試験結果
Experimental result



(a)センサ出力結果
Sensor data analysis result

(b)フィルタで捕捉した結果
Counting result (10cc, with 10μm filter)

図4　サンプリング油中の粒子サイズの分類結果
Analysis result of detected data and counting result of sampling oil

10ccを10μmのフィルタで濾過し，フィルタ上の残渣を計数・分類した結果を**図4(b)**に示す．**図4(a)**のセンシング結果と**図4(b)**のフィルタでの捕獲粒子の分布とは傾向が一致しており，検出結果が実態を反映していることが確認できた．1秒間に1回という低いサンプリングレートの計測においても，複数回の測定結果を統計処理することによって，異物の混入状況を判別できることが示された．

3．グリース状態検出センサ[6)]

3．1　検出原理

開発したセンサは，グリース中に含まれる軸受摩耗粉量を光学的に検出するものである．**図5**に示したように，センサは，発光素子，受光素子，および光ファイバで構成される．発光素子の光をグリースに照射し，受光素子に到達する光の強度の変化によって，グリース中の軸受摩耗粉の量を検出する方法である．発光素子と受光素子との間に可撓性を有する光ファイバを設けることで，両素子の配置自由度を高めた．

図6は，グリース中に平均粒径1.5μmの酸化鉄微粒子（Fe_2O_3，赤色）を混入させ，その混入量とグリースの光透過率との関係をプロットしたものである．光透過率は，グリース中に異物混入がない状態の受光素子出力値と酸化鉄を混入したグリースの受光素子出力値との比と定義した．酸化鉄混入量と光透過率の対数値には直線の関係がある．

2種類のアプリケーションで使用された複数の軸受から採取したグリース中の鉄分量と光透過率との関係を**図7**に示した．グリースに含まれる鉄分量と光透過率の対数値とは**図6**と同様に直線の関係があり，また，軸受の使用箇所によってその比例定数が異なることがわかる．これは摩耗粉の大きさやその色が異なるためと考えられ，アプリケーション毎に検量線を求めて校正する必要がある．

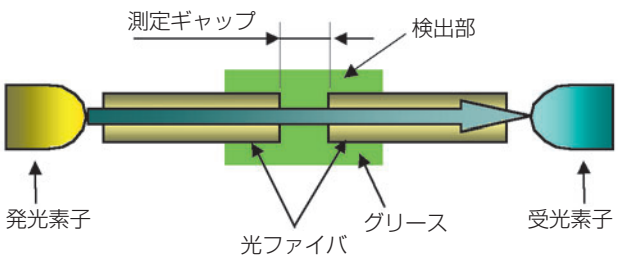


図5　光学式センサの検出方式
Principle of optical sensor

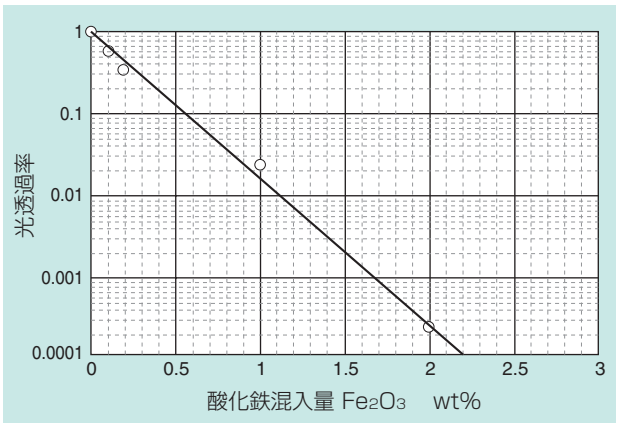


図6　酸化鉄混入量と光透過率との関係
Optical transparency of test grease

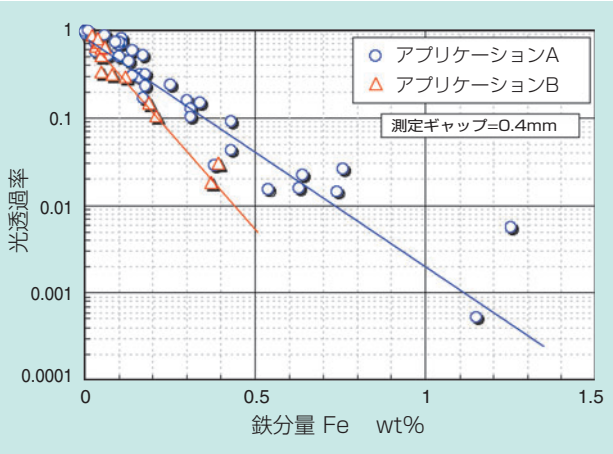


図7　異なる軸受から採取したグリースで測定した鉄分量と光透過率との関係
Optical transparency of used grease

3. 2 試験用センサユニットの構成

センサユニットを組み込んだ軸受断面を**図8**に示す．軸受のグリースは，軌道面から排出され，転動体端面と保持器との間に溜まり，その後，軸受の回転に伴って周方向に流動する[7]．そこで，センサの検出部を，内輪外形の軌道面近傍とすることで，転走面から排出されるグリースを検出できるようにした．

図9に，試験用軸受への組み込み用に試作したセンサユニットの構造を示す．検出部のみを突出した形状とし，それ以外をセンサカバーで覆う構造とした．

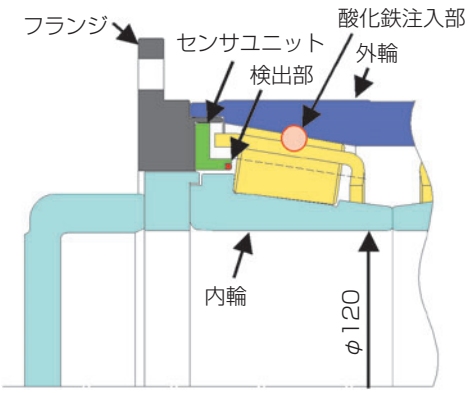


図8　試験用軸受
Test bearing with sensor unit

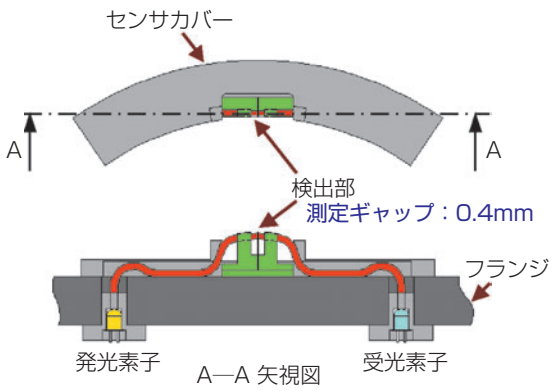


図9　センサユニット
Sensor unit

3. 3 評価試験

平均粒径1.5μmの酸化鉄微粒子（Fe_2O_3，赤色）を混入させたグリースを転動体間に注入しながら実施した回転試験の結果を**図10**，**11**に示す．**図10**は軸受回転試験の開始直後10時間分を，**図11**には500時間分の本センサによる酸化鉄推定検出値をプロットしている．酸化鉄を5wt%混入させたグリースを予め作製し，軸受運転開始から3.5時間後（T_2時点）および100時間後（T_5時点）に，軸受内に各1g注入した．T_3時点以降には2時間毎に回転方向を変更した．軸受の回転数はT_1～T_4の区間で800rpm，T_4以降の区間では1800rpmである．

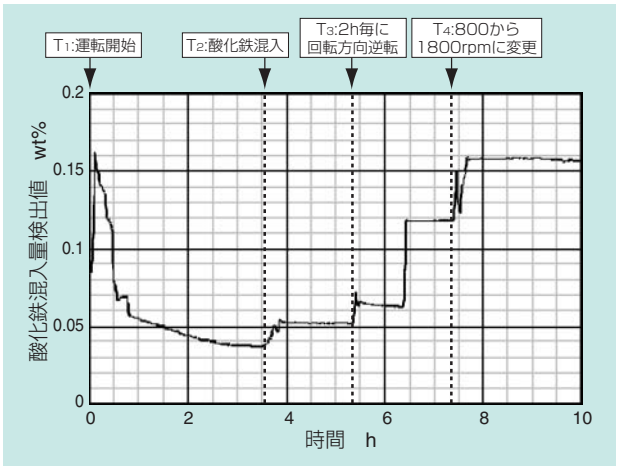


図10　試験開始直後の試験結果
Experimental result (T_1~T_4)

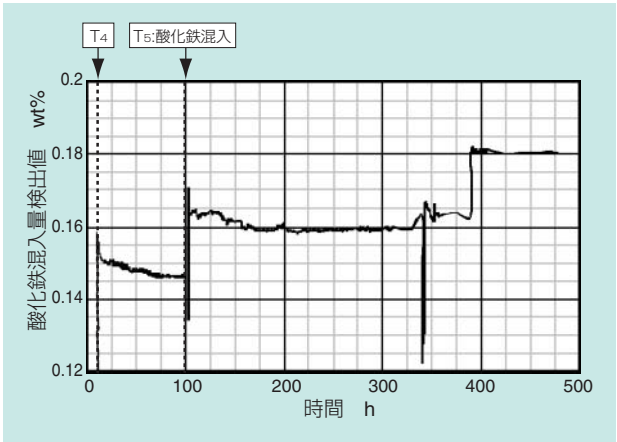


図11　長時間試験結果
Experimental Result (T_1~T_5)

この試験結果から，軸受の運転開始直後1時間まではセンサ出力が徐々に減少して0.04wt%程度に安定している．酸化鉄を混入させると，その直後に酸化鉄混入量は上昇するが，軸受回転を逆転した場合など，軸受内部のグリース流れが急変した場合にセンサ出力の変化する様子が観察された．

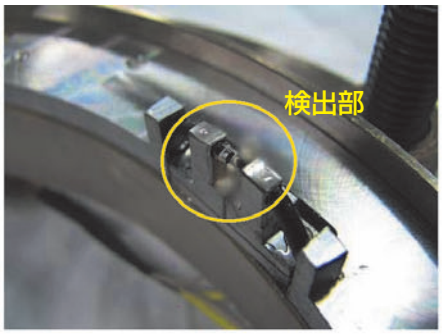
図12には，実験途中のセンサユニット検出部周辺のグリース付着状態を示す．実験経過とともに，グリースの色が変化し，検出部周辺のグリース中酸化鉄濃度が上昇している様子が見られた．図12(b)に示す軸受回転直後（図10に示すT_2酸化鉄混入前の状態）では，グリースの攪拌が完全でなく，検出部位周辺にはグリースが均一には付着していない．図12(c)に示す運転開始後100時間経過の時点（図11に示すT_5酸化鉄混入前の状態）では，初期に排出されたグリースの上に酸化鉄を含み赤く変色したグリースが新たに堆積していることから，試験初期に注入されたグリースはセンサカバー周辺に留まっていることが分かる．さらに，図(d)に示す運転開始後500時間経過時には，(c)の状態と比べ，グリースの攪拌は促進されているが，まだ完全には均質化していない．この500時間経過後のセンサ出力から換算した酸化鉄混入量は，混入させた酸化鉄が均一に分布したと仮定した場合の約2倍の値となった．

4．まとめ

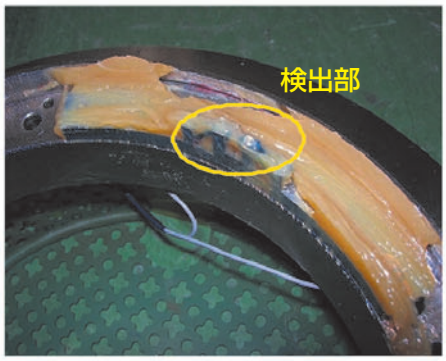
潤滑剤に含まれる摩耗粒子や混入異物のサイズや量を計測するセンサを開発した．本センシング技術は，機械要素部品の状態検知に利用できる．以下に開発技術を示す．

（1）潤滑油中に混入したセラミック粒子を，機械的に挟み込んでそのサイズを計測する技術を開発した．さらに，センシングデータの統計処理によって，潤滑油中のセラミックの混入量を推定する手法を確立した．

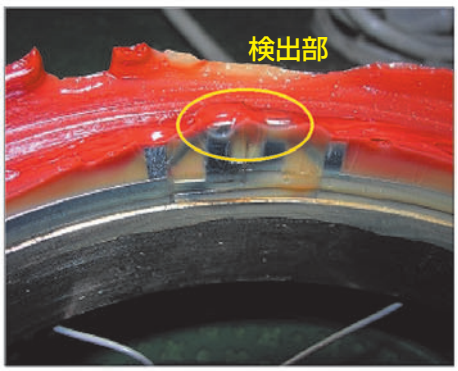
（2）透過量を計測する光学式センシング方法を用いて，潤滑グリース内の異物混入量を計測する技術を確立した．開発センサを軸受内部に組み込み，軸受内部の摩耗量推定の可能性を確認した．



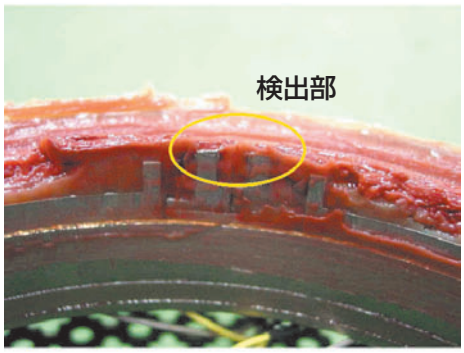
(a) 試験前
Before Examination



(b) 試験初期における検出部へのグリースの付着状態
(図10に示すT_2酸化鉄混入前の状態)
Condition of the attached grease to detection point



(c) 運転開始後100時間経過後の状態
(図11に示すT_5酸化鉄注入前の状態)
Condition of the attached grease to detection point after 100 hours



(d) 運転開始後500時間経過後の状態
After examination

図12　センサユニット検出部周辺のグリースの付着状態
State of grease around detector

参考文献

1）糸見正二，伊藤浩義，建設機械向けセンサユニットの紹介，建設機械，9，2008.
2）S.Morris, H.E.G.Powrie et al.， Electrostatic charge monitoring of unlubricated sliding wear of a bearing steel, Wear, 255, 430-443，2003.
3）(財)鉄道総合研究所，グリース管理基準適用方法の整理，車両診断技術研究会，油分析分科会資料，6，2004.
4）鈴木八十吉，使用グリースの劣化とその判定法，潤滑，第15巻，第7号， 439-453，1970.
5）高橋亨，石河智海，直動アクチュエータを用いた潤滑油中のセラミック片検出，日本機械学会，D&D2007　講演番号735, 2007.
6）西川健太郎，高橋亨，2008春トライボロジー会議予稿集 東京 2008-5，133-134，2008.
7）鈴木八十吉，杉山省一，鉄道車両用車軸グリースの劣化，潤滑，第19巻，第4号，341-346，1974.

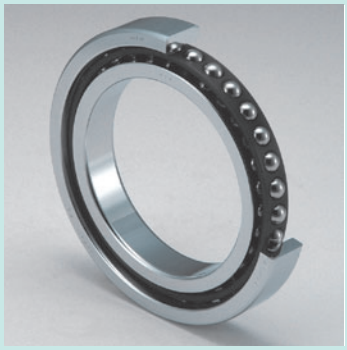
執筆者近影

西川　健太郎
商品開発研究所
電子応用研究部

石河　智海
商品開発研究所
電子応用研究部

［論　文］

工作機械主軸スピンドルの熱解析
Heat Transfer Analysis of Machine Tool Main Spindle



平澤　義光*　Yoshimitsu HIRASAWA
山本　幸光*　Yukimitsu YAMAMOTO

新商品の開発期間短縮や試験回数の削減にはCAEの活用が有効であり，それを実現するためには解析精度の向上が必要である．今回工作機械主軸用軸受と試験機の運転時の温度分布を推定すべく，有限要素法による定常熱解析に取り組んだので，その手法と内容について紹介する

CAE analysis is very useful for shortening the period of development and reducing the frequency of development trials. To use CAE, accuracy of analysis is indispensable. This is to report the heat transfer analysis of steady state by Finite Element Method to estimate the temperature distribution of the machine tool main spindle bearings and test machine.

1．はじめに

マシニングセンタをはじめとする工作機械では，加工効率の向上のため，主軸の高速化が著しい．主軸が高速回転するとそれを支持している軸受の発熱量が増加し，内輪と外輪あるいは内輪間座と外輪間座の温度差が想定以上に大きくなる場合がある．このような状態では理想の予圧状態を保てなくなるため，高速主軸においてはこれまで以上に間座幅や冷却等の影響を詳細に検討する必要がある．従来，これらを考慮した適切な予圧量の設定については試験によるトライ＆エラー，あるいは過去の経験や実績に頼る部分が大きかったが，これをCAEでより精度よくシミュレートできれば開発スピードの大幅アップと試験回数の削減が期待できる．本稿では工作機主軸スピンドル用軸受と試験機の運転時の温度分布を推定すべく，有限要素法による定常熱解析に取り組んだ内容について紹介する．

2．定常熱解析の概要

2．1　定常熱解析とは

定常熱解析とは，「発熱と放熱のバランスが保たれている（定常状態にある）物体の温度分布を求める解析」である．例えば一定の荷重と回転速度での軸受運転試験を行った場合，試験開始後しばらくは軸受の温度が上昇していく．しかし，時間が経つにつれ上昇量は少なくなり，最終的にはある温度で昇温が止まり，一定温度となる（図1参照）．この状態が発熱と放熱のバランスが保たれている定常状態であり，定常熱解析はこの定常状態にある物体の温度分布を求める解析である．

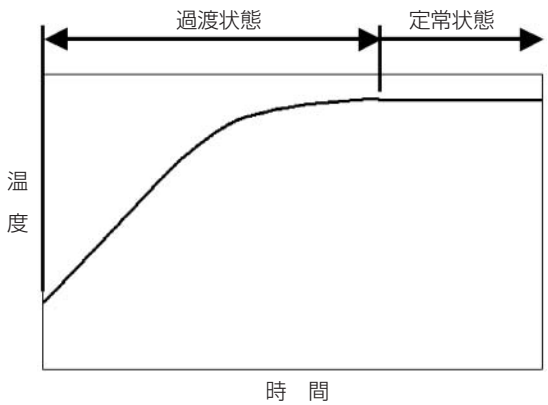


図1　過渡状態と定常状態
Transient state and steady state

*産機商品本部　製品設計部

2. 2 応力解析と定常熱解析の比較

表1は，有限要素法で一般的に行われている応力解析と定常熱解析とを比較したものである．

まず入力，つまり物体の状態を変化させる要因は，応力解析では荷重または強制変位になるが，定常熱解析では発熱（厳密には単位時間当たりの発熱量）または固定温度がこれに当たる．

次に境界条件として，応力解析では物体の動きを抑えるための拘束というものを設ける．これに対し，定常熱解析では発熱，断熱，熱伝達率，固定温度といったものが境界条件に当たる．特に重要なのが熱伝達率であり，これについては後に詳しく述べる．

3つ目に物性値，つまり物体の材質の特性であるが，応力解析ではヤング率，ポアソン比といった特性値が使われるのに対し，定常熱解析では熱伝導率という特性値が使われる．これは物体中の熱の伝わりやすさを表すもので，前述の熱伝達率と言葉が似ているが異なるものであるので注意されたい．

最後に出力，つまり解析の結果得られるものは，応力解析では応力分布であるが，定常熱解析の場合は物体の温度分布が得られることになる．

表1　応力解析と定常熱解析の比較
Comparison between stress analysis and heat transfer analysis

	応力解析	定常熱解析
入力	荷重，強制変位	発熱，固定温度
境界条件	拘　束	発熱，断熱， 熱伝達率，固定温度
物性値	ヤング率，ポアソン比	熱伝導率
出力	応力分布	温度分布

2. 3 定常熱解析を行う際の課題

定常熱解析は応力解析と異なり，「物体の表面全てに何らかの境界条件を設定しなければならない」という約束がある．前述のように，境界条件には大きく分けて発熱，断熱，熱伝達率，固定温度の4つがあり，それぞれの意味は表2に示す通りである．

実際の物理現象を考えた場合，物体表面から熱の出入りがある場合が大半であり，必然的に多くの物体表面には熱伝達率を設定することになる．しかしこの熱伝達率は材料の物性値ではなく，物体の形状・大きさや，外部の流体（空気や油等）の物性値や流速，温度等によって変化するという扱いの難しい物であり，この値をどのように見積もるかが定常熱解析最大のポイントであり課題である．

表2　定常熱解析における境界条件
Boundary condition of heat transfer analysis

発　熱	物体表面が単位時間当り一定量の発熱をしている，または単位時間当り一定の熱量を外部から吸収している条件．熱源の設定に用いる．
断　熱	物体表面からの熱量の出入りがないという条件．断熱材との境界や，物体表面とその外部の温度が同じである場合に用いる．
熱伝達率	物体表面からなにがしかの熱の出入りがある条件．熱は温度の高いほうから低いほうへ流れ，その量は「物体表面と外部の温度差」とこの「熱伝達率」によって決まる．
固定温度	熱の出入り如何に関わらず，物体表面の温度が決まっているという条件．解析対象よりもずっと大きい熱容量を持つ物体との接触部等に用いる．

2. 4 熱伝達率の推定方法

前述のように扱いの難しい熱伝達率であるが，その推定方法の1つとして，伝熱工学の理論に基づく計算がある．

伝熱工学の理論による熱伝達率計算の一例を図2，表3，式①～⑦に示す[1)]．これは軸受回転輪の幅面の計算である．

まず伝熱工学では，ある物体表面に対し，その外側の流体（ここでは空気とする）の流れの有無に着目する．強制的な流れがあるものを「強制対流」，ないものを「自然対流」（物体表面近傍での空気の温度変化により発生する流れのみを考慮する）という．

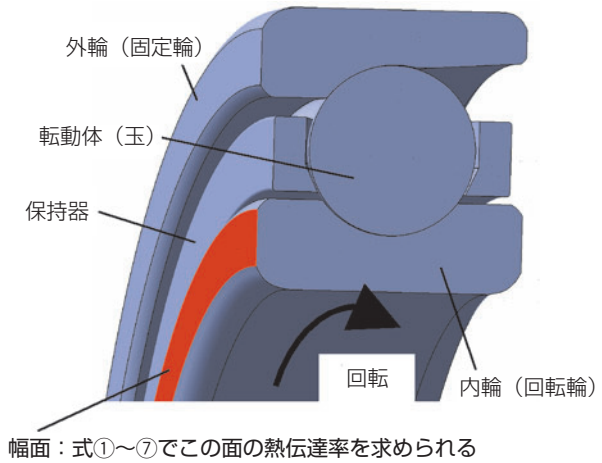


図2　軸受の断面
Cross section of bearing

表3 熱伝達率（回転輪幅面）計算に必要な諸元
Values for heat transfer coefficient calculation

記　号	項　目	単　位
ρ	空気の密度	kg/m^3
cp	空気の定圧比熱	J / (kg・˚C)
μ	空気の粘性係数	kg / (m・s)
λ	空気の熱伝導率	W / (m・˚C)
ω	回転輪の角回転速度	rad / s
r	幅面の半径	m

回転輪幅面の計算式

空気の動粘性係数　$\nu = \dfrac{\mu}{\rho}$　(m^2/s) ……①

空気の温度伝導率　$\kappa = \dfrac{\lambda}{\rho \cdot cp}$　(m^2/s) ……②

プラントル数　$Pr = \dfrac{\nu}{\kappa}$ ……③

回転レイノルズ数　$Re_\omega = \dfrac{\omega r^2}{\nu}$ ……④

$Re_\omega \leqq 3\times10^5$ の場合（層流）：

ヌセルト数　$Nu_r = 0.399 Re_\omega^{0.5} Pr^{0.43}$ ……⑤

$Re_\omega > 3\times10^5$ の場合（乱流）：

ヌセルト数　$Nu_r = 0.0238 Re_\omega^{0.8} Pr^{0.6}$ ……⑥

熱伝達率　$H = \dfrac{Nu_r \cdot \lambda}{2r}$　(W/(m^2・˚C)) …⑦

次に，その対流の速度（厳密にはレイノルズ数）に着目する．速度がある伝熱工学に基づくしきい値より小さければ流体が整然と流れる「層流」，速度がしきい値より大きければ不規則な渦を巻きながら流れる「乱流」となる．

これらの場合分けができれば，あとは空気の物性値や物体の寸法等により物体表面の熱伝達率が計算で求められる．

この理論を軸受に適用してみると，例えば回転輪の場合，各表面は周辺の空気に対して回転しているので，相対的に部品が止まっていて空気が回転しているのと同じである．よってこれは空気の「強制対流」状態であると仮定することができる．同様に固定輪の場合は「自然対流」と仮定できる．その他自然対流では熱せられた空気が鉛直上向きに向かう関係で，軸受の姿勢（横軸か立軸か）も考慮する必要がある．

また「層流」か「乱流」かについては，回転輪の回転速度等によって決定する．

式①～⑦では回転輪幅面の場合の計算を示したが，同様の考え方で回転輪の内径や外径，固定輪の計算も行うことができる．

この他，必要に応じて物体表面からの熱放射も考慮するが，ここでの説明は割愛する．

この推定方法は非常にスマートではあるが，実際にこの値を用いて定常熱解析を行い，結果を実測値と比較してみると，良い一致が得られない場合がしばしばある．この理由としては，熱伝達率計算時の仮定による誤差（例えば自然対流を考慮する場合には物体の表面温度を仮定する必要があるが，この仮定値が適当か），あるいは実測の環境との誤差（例えば伝熱工学では試験室の広さは無限と仮定するが，実際の試験では床や天井，壁の影響を避けられない）などがあると考えられる．

そこで更に解析精度を上げるため，実測温度分布の再現解析を行う．すなわち予め各部温度の実測値を用意しておき，解析についてはまず伝熱工学の理論から求めた熱伝達率で行い，両者の温度分布を比較する．温度分布が実測と解析で合わなければ，熱伝達率を変化させて解析結果を実測値に近づける（この作業を合わせ込みと呼ぶ）作業を行い，解析精度を向上させていくことが必要となる．

2. 5 定常熱解析の意義

前述のように，新しい定常熱解析を行うには実測値すなわち試験を行うことが必要となるため，このままでは試験工数の削減につながらない．実は定常熱解析を有効活用できるのはこの後の工程である．つまり一度合わせ込みをして精度の高い熱伝達率を決定できてしまえば，次にここから発熱量が変わったらどうなるのか，あるいは物体の材質が変わったらどうなるのか，などという解析は合わせ込みなしで精度良く行うことができるわけである．このように，一度は実験との合わせ込みを必要とするが，そこからの条件変更の際には試験をせずとも精度の良い解析を行える，という点が定常熱解析の強みになる．

3．スピンドル試験への定常熱解析の適用

3. 1　スピンドル試験への適用の目的

弊社におけるスピンドル用軸受の設計仕様検討の流れは以下のようになる．

①必要剛性，精度，取付関係寸法から軸受型番を選定する．

②設定した初期予圧量に対し，運転時予圧量を推定する．

②の検討の際に考慮すべき項目が，軸受からの発熱によって生じる内外輪温度差や，間座幅変化による予圧変化である．従来はこれを過去蓄積した実験データや顧客での実績や経験，あるいは試験による実測により求めていたが，今回本検討の効率化を狙いこれを定常熱解析で推定することを試みた．

3. 2　試験機構造

解析との合わせ込みの対象となる試験機の形状を図3-1，3-2に示す．主軸はカップリングを介してモータと連結されている．2個のアンギュラ玉軸受（背面組合せ）の位置は間座幅により変更することができる．またハウジング外径には冷却油が円周方向に設けられたらせん溝に沿って流れており，軸受から発生する熱量を吸収する働きを担う．軸受の潤滑はエアオイル潤滑である．

本試験の測定項目はトルク，各部表面温度，冷却油の給油時の温度と排出時の温度，室温である．

3. 3　解析モデル

この試験を再現する解析モデルを図4に示す．試験による温度測定の結果，円周方向位置で大きな温度差が認められなかったため2次元軸対称モデルとし，軸受と周辺部品をモデリングしている．この試験での発熱源は転動体（玉）とし，その発熱量はスピンドルのトルク実測値から求めた．試験機外周の熱伝達率については表面毎に細かく分割し，それぞれの寸法と前述の伝熱工学の理論から求めた．軸受内部の空気は転動体や保持器と同一速度で回転し，その温度は内輪温度と外輪温度の中央値であると仮定して熱伝達率を求めた．また外筒冷却溝の熱伝達率については，冷却油が試験機中を通過する際に持ち去る熱量を給排油温度の実測から求め，それだけ放熱するような熱伝達率を合わせ込みにより求めた．

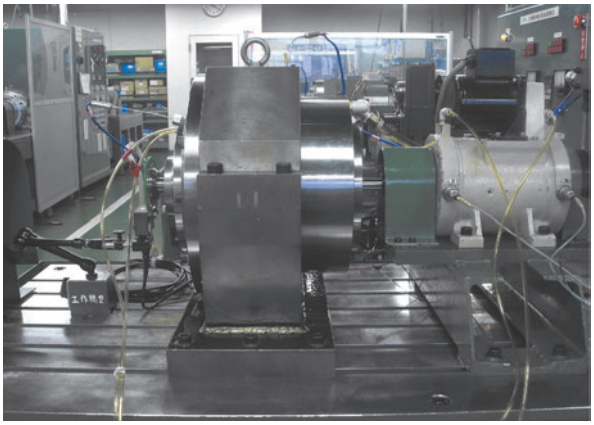


図3-1　試験機概観
Test machine

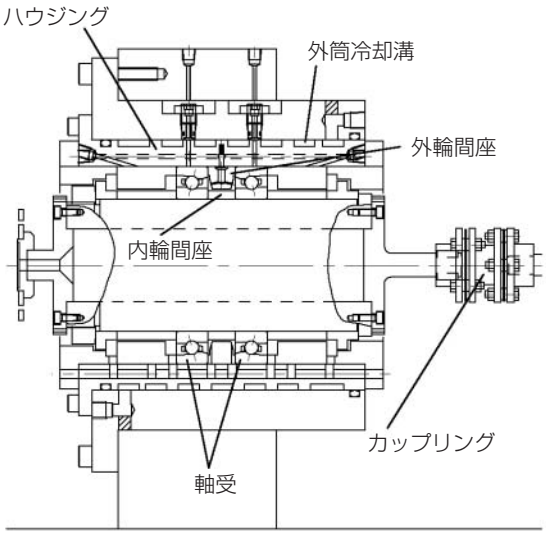


図3-2　試験機断面図
Cross section of test machine

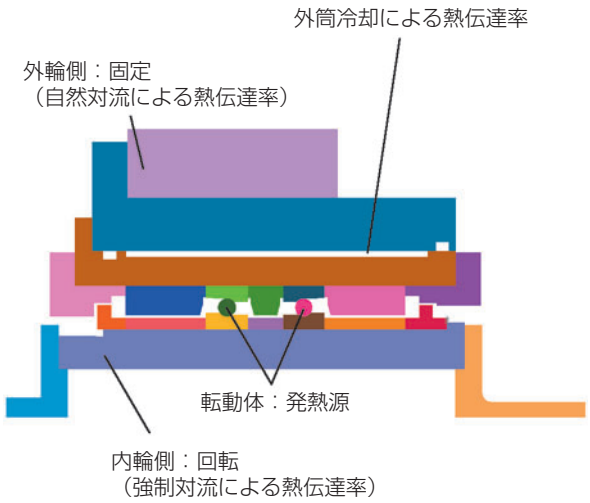


図4　解析モデル
Analysis model

3. 4 解析結果

合わせ込み前の解析結果を図5-1に，合わせ込み後の解析結果を図5-2に，実測値との比較を図5-3，表4に示す．合わせ込み前の解析値と実測値を比較すると，全測定点における平均温度差は5.4℃，最大温度差は10.7℃である．実測では全体的な温度が常温（本解析では28.7℃）から36.0℃まで上昇しているので，実測と解析の平均温度上昇誤差は単純計算で5.4／(36.0－28.7)＝74%となる．一方合わせ込み後の解析値と実測値を比較すると，平均温度差は0.8℃，最大温度差は1.4℃，実測と解析の平均温度上昇誤差は0.8／(36.0－28.7)＝11%であり，合わせ込み前と比較して解析精度が大きく向上していると言える．またこの程度の誤差であれば，実測と解析はまずまず一致していると見てよいと考える．

また表4には記載していないが，この例では内輪平均温度が約50℃，外輪平均温度が約39℃であった．よって，内外輪温度差は約11℃であることが判るため，軸受の径と軸受材料の線膨張係数から，軸受内部のラジアルすきま減少量（予圧増加量）を推定することができる．同様に内輪間座温度や軸温度，外輪間座温度のデータを採取すれば，各部品材料の線膨張係数から，セットアキシアルすきま増加量（予圧減少量）も推定することができる．

更にこの合わせ込み後の境界条件を用いて，初期予圧，回転速度，間座幅等を変化させた場合の解析も可能となった．図6，表5は間座幅を大きくした場合の実測値と解析値の比較（本条件での合わせ込みなし）だが，良い一致が得られていることが分かる．

図5-1　合わせ込み前の解析結果
Analysis result of pre-tuning

図5-2　合わせ込み後の解析結果
Analysis result of post-tuning

表4　実測値と解析値（合わせ込み前・後）の比較
Comparison between test data and analysis data

測定点	実測値〈ア〉	解析値(合わせ込み前)〈イ〉	解析値(合わせ込み後)〈ウ〉	〈イ〉－〈ア〉	〈ウ〉－〈ア〉
A	28.4	32.8	27.4	4.4	－1.0
B	28.5	32.0	27.2	3.5	－1.3
C	27.7	31.3	27.0	3.6	－0.7
D	27.5	32.2	27.4	4.7	－0.1
E	29.6	34.5	28.4	4.9	－1.2
F	39.9	42.3	39.1	2.4	－0.8
G	40.3	44.2	40.0	3.9	－0.3
H	50.3	55.8	50.2	5.5	－0.1
I	50.7	55.8	50.0	5.1	－0.7
J	36.0	46.7	37.4	10.7	1.4
K	36.6	46.8	37.4	10.2	0.8
平　均	36.0	41.3	35.6		
平均温度上昇誤差				5.4	0.8

※平均温度上昇誤差＝ $\dfrac{\sum_{A}^{K}|\text{解析値}-\text{実測値}|}{11}$

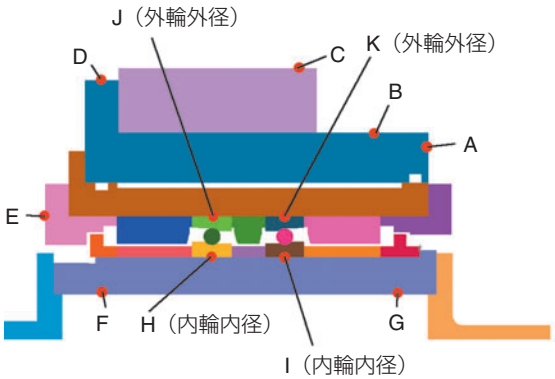


図5-3　実測と解析の比較位置
Compared points between test data and analysis data

図6　間座幅を大きくした場合の解析結果
Analysis result with wide spacer

表5　間座幅を大きくした場合の実測値と解析値の比較
Comparison between test data and analysis data with wide spacer

測定点	実測値	解析値	解析値―実測値
A	27.3	27.3	0.0
B	27.3	26.9	−0.4
C	26.5	26.6	0.1
D	26.6	27.2	0.6
E	29.2	28.7	−0.5
F	35.8	34.5	−1.3
G	35.4	35.2	−0.2
H	38.1	38.3	0.2
I	38.4	38.0	−0.4
J	31.8	31.3	−0.5
K	30.8	31.2	0.4
平　均	31.6	31.4	
平均温度上昇誤差			0.4

4. まとめ

工作機主軸用軸受と試験機の温度分布を推定すべく有限要素法による定常熱解析に取り組み，伝熱工学理論と合わせ込み技術を組み合わせた手法を確立した．これにより適切な軸受初期予圧量を効率よく設定することが可能になった．

今後は本手法を他業種にも横拡げし，さまざまなアプリケーションでの解析実績を積むことで，更なる設計効率向上を図っていきたい．

参考文献

1）甲藤好郎，伝熱概論，養賢堂，P165，1964年

執筆者近影

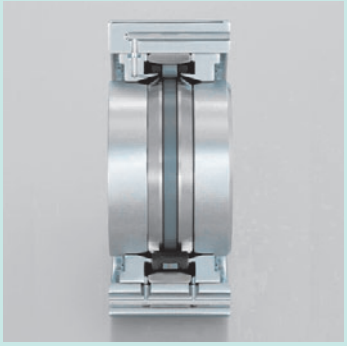
平澤　義光
産機商品本部
製品設計部

山本　幸光
産機商品本部
製品設計部

［論　文］

工作機械用高速円筒ころ軸受の開発
Development of High-Speed Cylindrical Roller Bearings for Machine Tools

森　　正継* Masatsugu MORI
古林　卓嗣* Takuji KOBAYASHI



エアオイルで潤滑される工作機械主軸用の円筒ころ軸受の高速回転性をアンギュラ玉軸受と同等の水準まで高めることを目的に，新構造の円筒ころ軸受を開発した．樹脂製保持器の案内面をエアオイルノズルの外径面で案内することにより，高速回転時の案内面の潤滑性を高めた．内輪にはセラミックスを採用して熱膨張と遠心膨張によるラジアル方向の予圧過大を抑え，高速回転を可能にした．その際，セラミック内輪のフープ応力を低減するため，つばを兼ねた側輪によりラジアル方向に圧縮応力を与える構造とした．
内径70 mmの円筒ころ軸受を試験した結果，工作機械主軸用のエアオイル潤滑超高速アンギュラ玉軸受に匹敵するd_{mn}値325万の運転に成功した．

A newly designed cylindrical roller bearing has been developed in order that the cylindrical roller bearing can operate as fast as high-speed angular contact ball bearings used for machine tool main spindles under the condition of air-oil lubrication. The cage riding structure improves lubrication of the cage guiding surface at high-speed operations by guiding the cage bore on the air-oil nozzle outside surfaces. The inner ring made of ceramics prevents excessive bearing preloading in the radial direction due to thermal and centrifugal expansion to enable high-speed rotation. The ceramic inner ring is radially compressed by ring spacers which also work as ribs so that the hoop stress generated in the inner ring can be reduced. The prototyped bearing with an inner diameter 70 mm successfully operates at a speed of 3.25 million in the dmn value which compares with air-oil-lubricated ultrahigh-speed angular contact ball bearings for machine tool spindles.

1．まえがき

工作機械主軸には加工効率と加工精度の向上のために，一般に高速回転性と剛性とが求められ，それらは主軸を支持する軸受性能に大きく依存する．主軸の転がり軸受の配列には多くの形式が存在し[1)]，アンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受が組み合わされて使用される事が多い．アンギュラ玉軸受は接触角にも依るが，高速回転性に優れラジアル方向にもアキシアル方向にも荷重を支持できる．一方，ラジアル方向に線接触形式で荷重を支持する円筒ころ軸受は剛性に優れるものの，回転トルクが大きく部品精度の面からも高速性ではアンギュラ玉軸受に劣る．転がり軸受の高速回転性の指標であるd_{mn}値（軸受ピッチ径 mm×回転速度 min^{-1}）で見ると，両軸受には30%程度の差異がある．

高速性能を重視する場合には軸径の大きなフロント側にはアンギュラ玉軸受を4列，軸径の小さなリア側に単列もしくは2列のアンギュラ玉軸受，あるいは単列の円筒ころ軸受を配置するのが一般的である．今後，剛性に優れた定位置予圧方式での高速化が進展すれば，自由側となる小径のリア側には円筒ころ軸受の適用が要求される事例が増えると思われる．さらに，複合加工機でのミリング主軸等では剛性を向上させるために，フロント側にアンギュラ玉軸受に加えて円筒ころ軸受を配置する事例も増加傾向にある．

したがって，高速回転性においてアンギュラ玉軸受に対して大きく劣らない円筒ころ軸受の開発が必要である．これまで高速運転される円筒ころ軸受について

*要素技術研究所

は，数値解析的な研究は比較的多くなされている．例えば，弾性流体潤滑の知見を取り入れた2次元静力学解析により保持器やころの滑りを考察した研究[2]，熱的な解析も取り入れた静力学解析[3]，あるいは2次元の動力学的なモデル化と解析例[4~7] 等である．一方，実験的に高速円筒ころ軸受のころや保持器の挙動を観察した研究[8] などもあるが，エアオイル潤滑で内輪の温度を実用的な上限とされる70℃程度以下に抑えながら$d_m n$値で300万を超えるような超高速運転を達成した例は，知る限り，報告されていない．

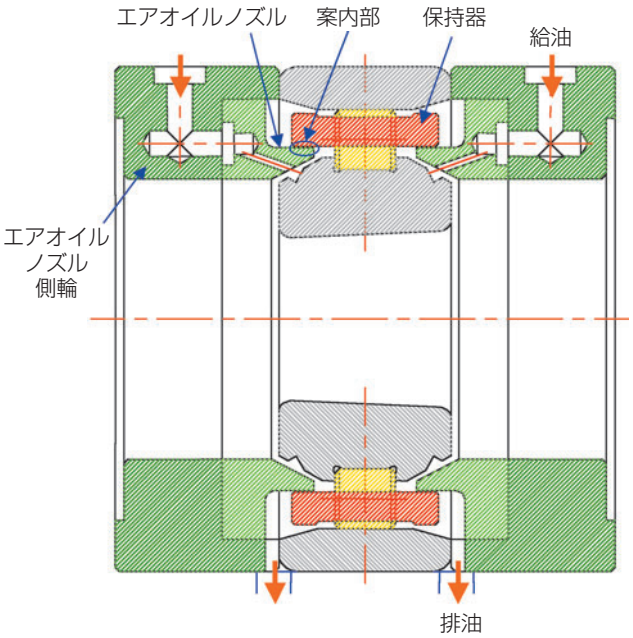
本稿では，エアオイル潤滑された円筒ころ軸受の高速化について試作と実験を行ない，これまで例のない$d_m n$値325万に到達することができたので報告する．この値は工作機械主軸用のエアオイル潤滑超高速アンギュラ玉軸受[9] に匹敵する．

2．高速化のための要素技術検討

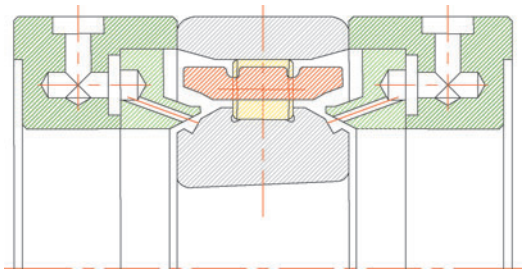
2．1　保持器

現在，高速仕様の保持器材料としては，軽量な樹脂の中でも剛性，耐熱性，耐加水分解性に優れたPEEK（ポリエーテル・エーテルケトン）が使用される事例が増えている．また，保持器案内形式は，高速運転下での保持器運動の安定性の面からころ案内よりも軌道輪案内が望ましく，さらに遠心力による潤滑油挙動の観点からは内輪案内よりも外輪案内が望ましい．しかし，外輪案内ではPEEK製保持器の線膨張係数が鋼製外輪の約2倍であることと遠心力の影響で案内すきまが高速運転時に過小となり，案内面同士が直接接触することが懸念される．外輪案内面を油潤滑の短幅動圧ジャーナル軸受として見た場合，内径50～100mm程度の軸受では，その案内すきまは0.1～0.2mm程度に設定したいが上記の問題もあり，最適すきま設計が困難である．

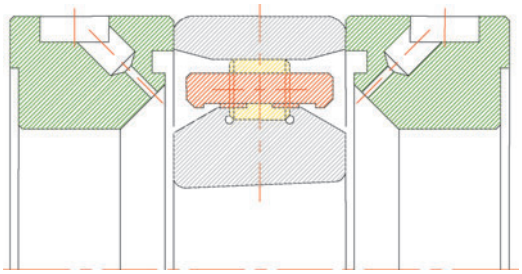
そこで，**図1（a）**の保持器案内形式を考案した．ベースは**図1（b）**のエアオイル潤滑に適した高速型の円筒ころ軸受である．ノズルから噴出されたエアオイルが回転内輪斜面に衝突した後，油に作用する遠心力と表面張力により斜面に沿って軸受内部へと導かれ，主に斜面の上端で外径側に飛散して潤滑に供される．この方法であれば，エアオイルを内輪と保持器のすきまを狙って直接噴射する従来型に較べて静音性向上やエアオイル消費量削減に効果がある．**図1（a）**の構造ではこの長所を受け継ぎながら，エアオイルノズルの外



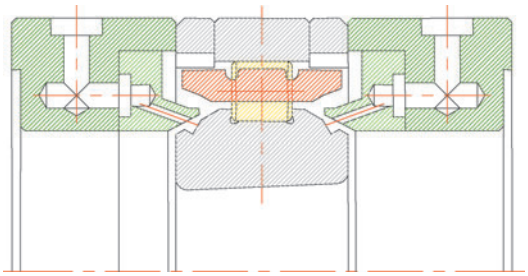
（a）ノズル外径案内
Nozzle outside-surface riding



（b）ころ案内
Roller riding



（c）内径案内
Inner ring land riding



（d）外輪案内
Outer ring land riding

図1　保持器案内形式
Cage guiding types

径面で保持器内径を案内する新しい構造とした．一般に転がり軸受では，滑り摺動部には十分な量の油を供給すると同時に，転がり接触部には必要最低限の給油として転がり粘性抵抗を抑えることが，軸受内部でのトルク損失や発熱を低減して高速化を達成するために重要である．案内面は滑り軸受を構成するための十分な油の供給が必要であり，本構造では内輪斜面の上端で遠心力により飛散した油の一部がノズルから噴出されたエアと共に軸受内部側から案内すきまを経て軸受端側へと移動し，油の供給と同時に排出も円滑に行われる（**図1（a）**参照）．すなわち，案内面が新鮮で比較的低温の油で常時潤滑され，高温になった油が停留することがない．油潤滑された案内すきまでのトルク損失仕事率は案内部半径の3乗に比例する[10]ため，トルク損失の点でも外輪案内形式よりも有利である．加えて，鋼製ノズルとPEEK製保持器との案内すきまは高速回転時に接触することもない．

実際に，**図1（a）**の構造（以後，ノズル外径案内形式と称する）の試作軸受と他の案内形式の軸受とで高速回転性を比較した．**図1（b）**の構造がころ案内形式，**図1（c）**，**図1（d）**がそれぞれ内輪案内および外輪案内形式である．外輪案内形式では先に述べた理由で，案内すきまを他に較べて大き目にしている．試験スピンドル構造を**図2**に示す．単列の試験軸受と背面組合せのアンギュラ玉軸受（5S-BNT008）2列で回転軸を支持し，高速仕様の工作機械主軸と同じくビルトインモータで駆動した．外筒冷却を施し，内輪温度はテレメータで測定した．**表1**にこれらの軸受の基本諸元と運転条件をまとめる．これ以降に示す本稿での試作・実験は全て円筒ころ軸受N1014相当で実施し，試験スピンドルには**図2**の構造のものを用いている．

表1　保持器案内形式による高速回転性試験での軸受諸元と試験条件
Bearing specifications and test conditions in high-speed operation test with various cage guiding types

軸　受	名称	N1014HSL相当
	サイズ	内径φ70×外径φ110×幅20
	ピッチ径	93 mm
	軌道輪	SUJ2
	ころ	φ7×7，Si_3N_4，22個
	保持器	PEEK + CF30 %
試験条件	初期ラジアルすきま	0～2 μm
	軸受潤滑	エアオイル ISO VG32 軸受両側より給油 0.01cm³/10 min×2
	外筒冷却油温	室温±1℃

結果を**図3**に示す．高速回転性は，内輪温度が60℃に到達した時点での内輪の回転速度で評価している．ころ案内，内輪案内，外輪案内，ノズル外径案内の順に高速回転性が向上することが分かる．**図3**での外輪案内とノズル外径案内の到達回転速度の差異は比較的小さいが，上述の案内面同士の接触の危険性や潤滑油の排出性を考えれば，ノズル外径案内形式は高速になるほど有利と考える．

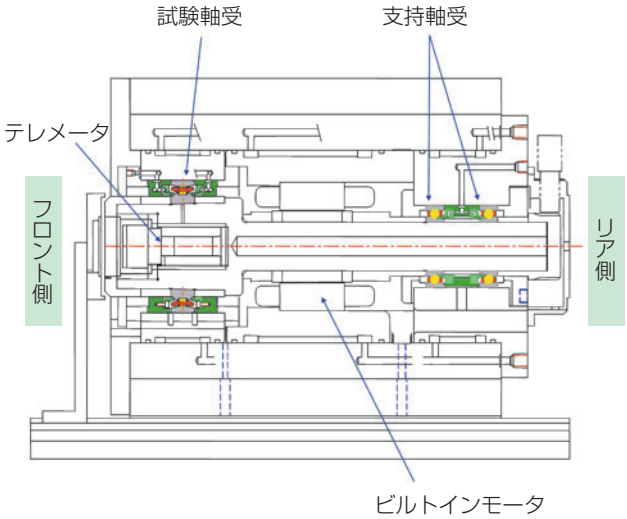


図2　試験スピンドル構造
Section view of spindle test rig

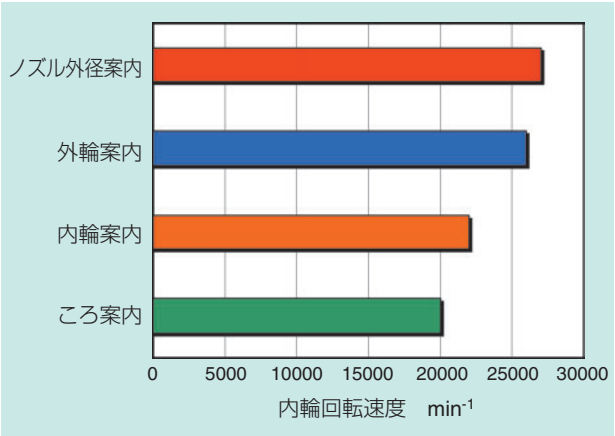


図3　保持器案内形式による高速回転性試験結果
High-speed operation test results with various cage guiding types

2.2 内　輪

工作機械の主軸は熱変位を抑制するために冷却が必要となるが，転がり軸受やビルトインモータに関しては，通常静止側である外筒部を冷媒で冷却する．その場合，モータの発熱や放熱構造の影響もあり軸受内輪が外輪に較べて高温となるため，円筒ころ軸受の場合はラジアル方向の予圧が大きくなる．高速運転時には内輪の遠心膨張の影響も無視できず一層予圧が増大し，発熱過大のため運転が不可能となることがある．つまり，予圧過大を抑制できれば高速化に大きく寄与する．

そこで，外輪材料を鋼のままとし，内輪を鋼に較べて線膨張係数が約30%，密度が約40%であるセラミックスで構成することが考えられる．転がり軸受要素へのセラミックスの適用は従来から提案され[11]，特に転動体に関しては相当普及している．しかしながら，内輪に適用する場合にはしまりばめとなる鋼製の軸外径の熱や遠心膨張により，内輪内径に大きな圧力が作用し，その結果内輪の周方向の垂直応力成分であるフープ応力が過大となり，破損する恐れがある．

本開発では，セラミック製の内輪軌道輪の両端に側輪を圧入してラジアル圧縮応力を予め与え，高速回転中の引張りフープ応力を緩和する方法を採用した．焼ばめ円筒が同寸法の単一円筒よりも高い内圧に耐えるのと同じ原理である．本開発構造を**図4**に示す．セラミック内輪の両肩部に側輪を圧入して，内輪と軸はしまりばめ，側輪と軸はすきまばめである．側輪は内輪にラジアル圧縮応力を与えると同時に，つばの役割も担っている．セラミックスの熱膨張と密度は鋼に較べて小さいため，軸との初期はめあい代を小さくできる．内径50～100mm程度のセラミック内輪をd_{mn}値200万以上で高速回転する場合，軸とのはめあい代は5μm未満程度を目安とすればよい．鋼製内輪であれば，高速回転時の熱と遠心力による膨張を見込んで20～30μm必要となる．すなわち，セラミック内輪を用いるとスピンドル組立時の圧入作業が容易になる．一般の円筒ころ軸受の鋼製の内輪では，**図1**に示すように内径をテーパ形状として軸方向への圧入により弾性変形を利用して初期ラジアルすきま量を都度測定しながら調整する場合が多い．セラミックスの場合はヤング率が鋼の約1.5倍であり，この方法は有効ではない．**図4**のように内輪内径はストレート穴として，加工時の内輪内径と軸外径で初期ラジアルすきま量を決定する．また，ヤング率の高いセラミックスは工作機械用軸受に要求される剛性の面でも優れている．

ここで，セラミック（Si_3N_4）製と鋼製の内輪とで熱と遠心力による膨張量にどの程度の違いが生じるかを模式的に示すことにする．**図1**のN1014相当の円筒ころ軸受の内輪（セラミックスあるいは鋼製）を回転軸に嵌合した場合の内輪外径変位（膨張量）とセラミック内輪内径に生じる最大フープ応力の計算値を**図5**にまとめた．内輪の回転速度を目標とする35000 min^{-1}（d_{mn}値325万相当）に設定して，内輪および軸の温度の関数としてプロットしている．実用上許容される内輪・軸の温度は60～70℃程度と考えられるが，ここでは60℃で評価すれば，セラミック内輪の外径変位は直径で27μmほど鋼内輪より小さく，予圧過大抑制に十分効果があると判断される．

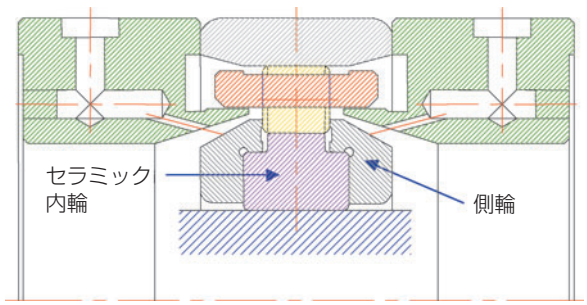


図4　セラミック内輪と側輪構造
Ceramic inner ring and its ring spacers

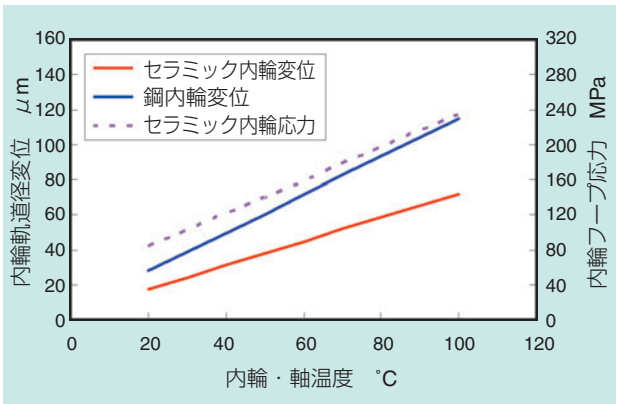


図5　熱と遠心力による内輪軌道の半径方向変位と最大フープ応力（計算値）
対象軸受：**図1**参照，回転速度：35000 min^{-1}
Calculated radial deflection and maximum hoop stress of inner ring due to heat and centrifugal force
Object bearing: Ref. **Fig. 1**, Rotational speed: 35000 min^{-1}

このときの計算フープ応力は約160MPaであるが，実際に図6の系で内輪を模擬したセラミック輪にフープ応力を熱的に与え，破損に耐え得るか否かを実験的に確認した．セラミック輪と軸との初期（室温20℃）のはめあい代を5，10，19μmとして恒温槽内で150℃まで昇温した．図7の縦軸にはそれぞれの温度に対する最大フープ応力の計算値を示した．結果は全てのはめあい代に対して，少なくとも150℃まで破損は全く認められなかった．図7によれば，150 ℃でのフープ応力は350MPaを超えており，図5の実際の運転を模擬した場合の最大フープ応力160MPaはその半分未満であることが分かる．図4のように側輪で内輪にラジアル圧縮応力を与える場合にはさらに安全側に移行する．ただし，より大きな軸受サイズを想定する場合には，いわゆる寸法効果に対する注意が必要である．

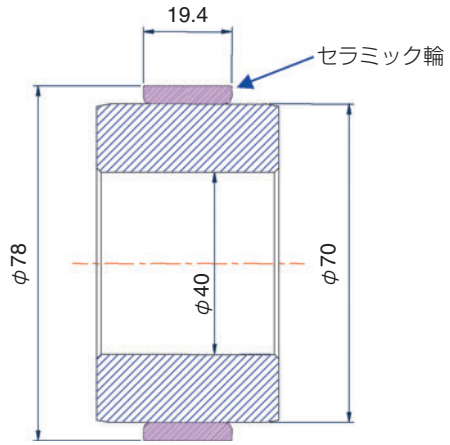


図6　耐フープ応力試験用のセラミック製模擬内輪と軸のはめあい構造
Imitated ceramic inner ring and its fitting to shaft for hoop stress resistance test

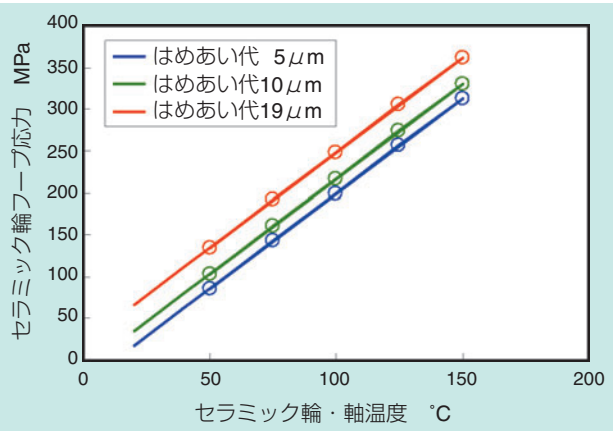


図7　図6の系でのセラミック輪に生じる最大フープ応力（計算値）
Calculated maximum hoop stress of ceramic ring associated with Fig. 6

2. 3　つば

円筒ころ軸受の高速化を考える際には，ころ端面とつば部の干渉も考慮する必要があろう．そこで，図8に示すようにころと内輪つば間の案内すきまあるいはつば角度と潤滑性の関係を実験的に調査した．潤滑性

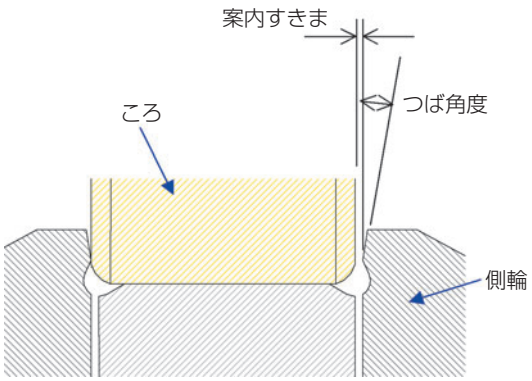
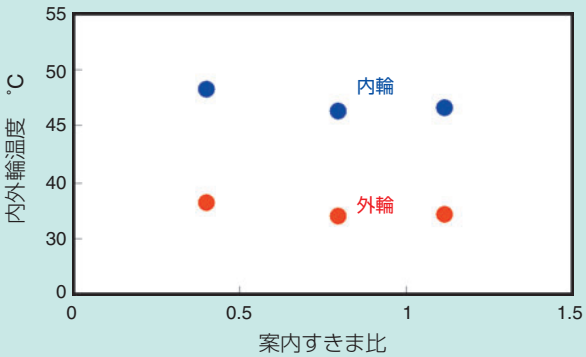
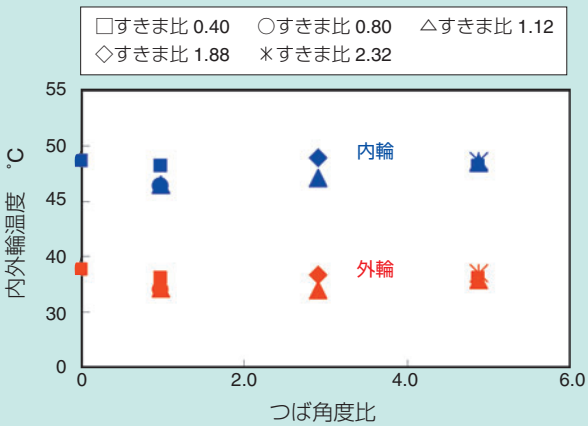


図8　図4の構造におけるころ案内すきまと内輪つば角度
Exaggerated view of roller axial gap and rib angle in Fig. 4



（a）ころ案内すきま比と内外輪温度の関係
つば角度比：1.0固定
Inner and outer ring temperatures vs. roller axial gap ratio



（b）つば角度比と内外輪温度の関係
Inner and outer ring temperatures vs. rib angle ratio

図9　ころ案内すきまと内輪つば角度が内外輪温度に及ぼす影響
Inner and outer ring temperatures vs. roller axial gap and rib angle

は，内輪の回転速度を25000min^{-1}として，内外輪それぞれの温度で評価した．特にアキシアル荷重は負荷しておらず，試験条件は**表1**に準ずる．結果を**図9**に示す．ここでの案内すきま比ならびにつば角度比とは，それぞれ標準設計案内すきまに対する案内すきまの比，標準設計つば角度に対するつば角度の比を意味する．**図9（a）**には，つば角度比を1.0とした時の案内すきま比と内外輪温度との関係を示す．ころ案内すきまと温度との相関は特に認められない．**図9（b）**には，案内すきま比を0.4～2.32間で5水準に変化させた場合のつば角度比と内外輪温度との関係を示す．つば角度を変更しても内外輪共に温度に変化は余り認められない．また，案内すきま比を2.0近く変えてもそれらの温度差は2～3℃程度に過ぎない．

以上より，案内すきまとつば部の影響は少ないことが分かる．これは，実際のころは面取り部から平坦な端面へ移行する部分が加工工程で滑らかな形状となっており，エッジロードが緩和されるだけではなく，その部分で流体潤滑効果が発揮され表面損傷に至るような固体接触を防いでいるためであろう．すなわち，案内すきまとつば部の幾何学的条件に依らず，この流体潤滑効果が支配的であると思われる．

3．開発軸受の性能確認

2章で記した高速化のための要素技術に留意して，**図10**に示す開発軸受を試作した．構造は**図4**に示すように，ノズル外径案内保持器，側輪付きセラミック内輪を用いている．保持器はPEEK製であり，ころ材料は鋼もしくはセラミックスとした．この開発軸受と**図1（a）**の構造の比較試験用軸受の諸元と運転条件を**表2**に記す．比較軸受にはころ案内形式のPEEK製保持器を用い，内輪ところは鋼製である．

図11に内輪回転速度に対する内外輪温度の結果を示す．**図11（a）**は鋼製ころを組み込んだ開発軸受と比較軸受の結果である．比較軸受は回転速度が22000min^{-1}付近で温度が急上昇し始めたため，運転を中断した．それに対して開発軸受では$d_m n$値325万に相当する35000min^{-1}まで運転しても急激な温度上昇は認められず，さらなる高速運転も可能な状況であったが，一応の指針である内輪温度70℃を超えたため打ち切った．**図11（b）**は開発軸受でころをセラミックスとした場合である．この場合も温度上昇はなだらかであるが，35000min^{-1}で内輪温度が70℃

（a）外観
Overall view of bearing assembly

（b）外輪を分離した状態
Bearing with outer ring detached

図10　試作した開発軸受
Prototype of developed bearing

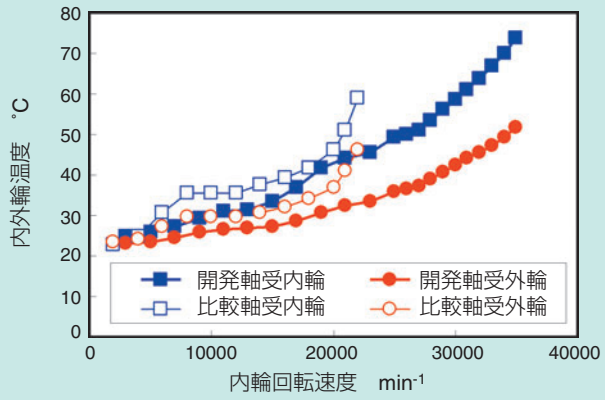
表2　開発および比較試験用軸受の諸元と試験条件
Specifications of developed and benchmark bearings and test conditions

開発軸受	名称	N1014HSL相当
	サイズ	内径φ70×外径φ110×幅20
	ピッチ径	93 mm
	内輪	Si_3N_4（側輪：SUJ2）
	外輪	SUJ2
	ころ	φ7×7，SUJ2またはSi_3N_4，22個
	保持器	PEEK+CF30 %，ノズル外径案内
比較軸受	名称	N1014HSL相当
	サイズ	内径φ70×外径φ110×幅20
	ピッチ径	93 mm
	内外輪	SUJ2
	ころ	φ7×7，SUJ2，22個
	保持器	PEEK+CF30 %，ころ案内
試験条件	初期ラジアルすきま	0～3 μm
	軸受潤滑	エアオイル ISO VG32 軸受両側より給油 0.01 cm^3/5min×2
	外筒冷却油温	室温±1℃

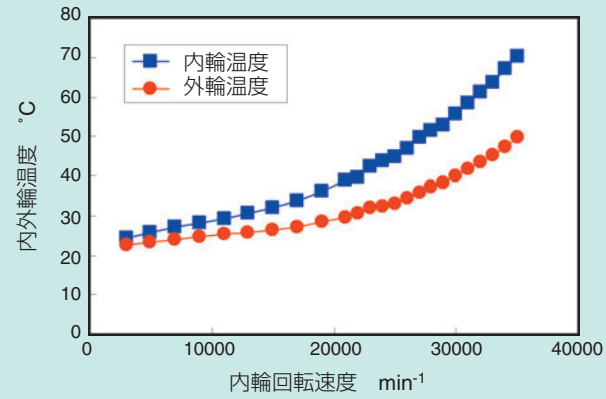
に達したため運転を中断した．図11（a）と（b）を比較すると，開発軸受でもセラミックころの方が温度の推移がややなだらかであり，35000min^{-1}での内外輪温度も2～3℃低い．これはセラミックころの効果であるが，高速回転性にはノズル案内保持器と倒輪付きセラミック内輪の寄与が支配的と考えられる．

試験後の軸受内部も調査したが，内外輪軌道面，ころの転走面，保持器ポケット部と案内面，またころ端面やつば部にもまったく損傷は認められなかった．

以上のように，本開発軸受はエアオイル潤滑条件下で超高速アンギュラ玉軸受にも匹敵する$d_m n$値325万での運転が可能であることが分かった．



(a) 鋼製ころを組み込んだ開発軸受と比較用軸受の内外輪温度
Inner and outer ring temperatures of developed bearing with steel rollers and benchmark bearing



(b) セラミック製ころを組み込んだ開発軸受の内外輪温度
Inner and outer ring temperatures of developed bearing with ceramic rollers

図11　内輪回転速度と内外輪温度の関係
Inner and outer ring temperatures vs. rotational speed

4．まとめ

エアオイル潤滑される工作機械主軸用の円筒ころ軸受の高速回転性をアンギュラ玉軸受と同等の水準まで高めることを目的に，新構造の円筒ころ軸受を開発した．N1014相当の開発軸受において，エアオイルノズル外径面案内形式の樹脂保持器とつば側輪付きセラミック内輪の採用により，$d_m n$値325万での運転に成功した．保持器案内面の潤滑性向上と，ラジアル方向の予圧過大の抑制が高速化に大きく寄与したと考える．

製造業の強さの指標ともいえる工作機械の水準向上に，**NTN**は今後も軸受技術・トライボロジー技術の高度化を通して貢献していく所存である．

参考文献

1）NTNカタログ 精密転がり軸受，CAT. NO. 2260-Ⅱ/J，22-23，2008.
2）Poplawski, J. V., "Slip and Cage Forces in a High-Speed Roller Bearing," ASME J. of Lubrication Technology, 94, 2, 143-152, 1972.
3）Rumberger, J. H., Filetti, E. G. and Gubernick, D., "Gas Turbine Engine Mainshaft Roller Bearing-System Analysis," ASME J. of Lubrication Technology, 95, 4, 401-416, 1973.
4）Conry, T. F., "Transient Dynamic Analysis of High-Speed Lightly Loaded Cylindrical Roller Bearings, Ⅰ-Analysis, "NASA Contractor Report 3334, 1981.
5）Conry, T. F., "Transient Dynamic Analysis of High-Speed Lightly Loaded Cylindrical Roller Bearings, Ⅱ-Computer Program and Results," NASA Contractor Report 3335, 1981.
6）Chang, L., "Analysis of High-Speed Cylindrical Roller Bearings Using a Full Elastohydrodynamic Lubrication Model, Part 1: Formulation," STLE Tribology Trans., 33, 2, 274-284, 1990.
7）Chang, L., "Analysis of High-Speed Cylindrical Roller Bearings Using a Full Elastohydrodynamic Lubrication Model, Part 2: Results," STLE Tribology Trans., 33, 2, 285-291, 1990.

8）Markho, P. H., Smith, B. V. and Lalor, M. J., "An Advanced Apparatus for the Study of Roller and Cage Slip in High-Speed Roller Bearings," ASME J. of Lubrication Technology, 103, 1, 46-54, 1981.
9）NTNカタログ 精密転がり軸受，CAT. NO. 2260-Ⅱ/J，160-161，2008.
10）曽田範宗，軸受　第3刷，岩波，35，1968.
11）六角和夫・西田勝利，セラミック転がり軸受，精密工学会誌，54巻，7号，1240-1244，1988.

執筆者近影

森　正継
要素技術研究所

古林　卓嗣
要素技術研究所

新グリース（MQGS）潤滑アンギュラ玉軸受
Minimum Quantity base oil of Grease Supply Lubrication Angular Contact Ball Bearings

李　璿雨*　Sun-Woo LEE
前田　忠昭**　Tadaaki MAEDA

工作機械主軸軸受の高速・長寿命化を目的に，外輪側への微量潤滑機構付きグリース封入用間座を設けたグリース潤滑を開発した．「MQGS（Minimum Quantity base oil of Grease Supply Lubrication）潤滑アンギュラ玉軸受」において，軸受内径φ100mmのアンギュラ玉軸受にて定位置予圧方式で世界最高レベルであるd_{mn} 値190万の高速化を可能にした．本稿にて開発概要を紹介する．

MQGS lubrication angular contact ball bearing has the grease lubrication that Installs a minimum quantity reservoir mechanism spacer of outer ring. It was developed so that high-speed and long life of machine tool applications may coexist, it was succeeded in practical use by the high speed driving of d_{mn} 1.9×10^4 in fixed-position. It is introduced the outline of development by this text.

This new grease lubrication system was named **MQGS** lubrication (omission name of the initial of **M**inimum **Q**uantity base oil of **G**rease **S**upply Lubrication).

1．まえがき

マシニングセンタや複合工作機械の主軸系には，加工効率の向上と被加工物の表面品位向上のために一層の高速回転化が要求されている．このため**NTN**は「工作機械用精密軸受“ULTAGE（アルテージ）シリーズ”」[1]として軸受の高機能化を進め，中でもエアオイル潤滑専用の「工作機械用環境対応型エアオイル潤滑軸受」[2]や新しいジェット潤滑方式として「内輪冷却と転動面への最適少量潤滑機構を設けたジェット潤滑MQCJ」[3]の開発を行ってきた．一方，作業環境改善や環境負荷軽減に一層適した潤滑方法が求められ，オイルミストの削減や外部装置によるエネルギー消費を少なくできるグリース潤滑での高速・長寿命化の要求も根強い．その要求に答えるために，「d_{mn}値 140万シール付アンギュラ玉軸受（BNSタイプ）」や更なる高速化を目指して「d_{mn}値 170万シール付超高速アンギュラ玉軸受（BNFSタイプ）」[4]などのグリース潤滑方式を開発した．

今回，メンテナンスフリーのグリース潤滑方式としてJIMTOF2006に参考出品として発表した「工作機械主軸用新グリース潤滑システム」[5]と最適内部設計の「BNFSタイプ」[4]軸受および新グリース「SE-1」を併用し，d_{mn}値 190万の高速化と長寿命化を可能にした.本稿では,その特長と評価試験結果について紹介する．

なお，このグリース潤滑を**MQGS潤滑**（Minimum Quantity base oil of Grease Supplyの頭文字の省略名称）と名づけた．

*産機商品本部　応用設計部
**産機商品本部　製品設計部

2．MQGS潤滑機構の特長

2．1　最適微量潤滑機構と長寿命化

グリース潤滑で高速化および長寿命化を達成するためには，高速運転時における潤滑性能確保と共に，軸受へ封入したグリース量で長時間の油分供給を維持させる必要がある．

開発したMQGS潤滑は，グリース封入用間座内のグリース中の基油を運転中に軸受の軌道面に供給する構造である．**図1**にMQGS潤滑アンギュラ玉軸受の構造を示す．MQGS潤滑機構は軸受，外輪固定間座，グリース封入用間座で構成されている．

一方，転動体と外輪軌道面の接触位置近傍に微量潤滑すきまを円周上に構成する．特に，微量潤滑すきまが0.05～ 0.1mmの範囲になると，軸受の軌道面にグリースから分離した基油を円滑に供給できることが分かっている[5)]．このため，グリース封入用間座の先端部に段差を設け，確実に微量潤滑すきま0.05～0.1mmを確保する方式を採用した．その微量潤滑すきまとグリース封入用間座内のグリース溜りを連通させることにより軸受に必要な微量油を運転中に供給することができ，$d_{\mathrm{m}}n$値190万（dn値　150万）での長寿命化を可能にした．

2．2　メンテナンスフリーの実現

工作機械主軸では，加工時間の短縮のための高速化と同時に環境負荷低減の点からグリース潤滑のニーズが年々増え続けている．一方，軸受外部から必要量のグリースを強制的に供給する方法では，配管や付帯設備，その駆動のためのエネルギー源が別途必要となり，メンテナンスフリー性や低コスト性のメリットがなくなる．本MQGS潤滑機構では，グリースを封入したグリース封入用間座を軸受正面側に配置し，軸受の運転中の温度変化によって微量な潤滑油を供給することで外部供給装置が不要となりメンテナンスフリーを実現した．

3．MQGS潤滑の潤滑寿命

3．1　基油吐出量と運転時間

基油吐出量と運転時間との関係を検証するために，定位置予圧方式の開発目標である$d_{\mathrm{m}}n$値１９０万でMQGS潤滑での基油吐出確認試験を実施した．その後，試験前後のグリース封入用間座の重量差で基油吐出量を算出した．試験条件を**表1**，試験装置の構造を**図2**に示す．試験軸受は内径φ100mmのアンギュラ玉軸受を使用し，背面組合せ（DBセット）で組込み，試験を行った．軸受仕様を**表2**に，軸受の断面図を**図3**に示す．運転試験のヒートサイクルパターンは運転中の軸受外輪温度を基準にして温度差3℃（41℃⇔38℃）と15℃（41℃⇔26℃）とした．ここで温度差3℃は，連続運転する場合の外筒冷却温度の制御に起因する温度差を，温度差15℃は，軸受の運転時と停止時の温度差を想定している．

ヒートサイクルパターンを**図4（a），（b）**に基油吐出量と運転時間の関係を**図5**示す．温度差3℃，15℃で基油吐出量の絶対値は違うものの，温度差が大きくて運転時間が長くなるほど，基油吐出量は多くなる結果を示した．

一方，工作機械主軸用軸受では，グリース潤滑を採用する場合，耐久寿命時間20000h以上が求められている．この要求に対し，グリース封入用間座へのグ

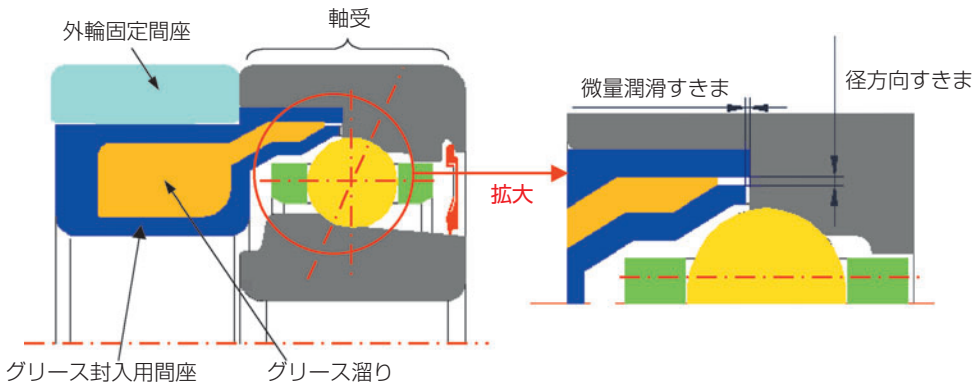


図1　MQGS潤滑機構の構造
Schematic construction of MQGS lubrication

リース量は47gとした（基油分離試験によりグリース量の約60%が分離すると分かっている．このことから，温度差15℃の場合でも，グリース封入用間座からの基油吐出が50000hとなるように軸受内径φ100mmの基準量として47gを設定した．）．以上より，MQGS潤滑機構を採用することにより必要な耐久寿命時間を満足すると判断しており，潤滑寿命を確認するために温度差3℃と15℃に分けて耐久試験を実施中である．

表1　MQGSグリース寿命試験の試験条件
MQGS grease life test conditions

項　目			内　容
運転条件	定位置予圧	軸姿勢と試験数	横（1台）
		予　圧	組込み後すきま 0μm
		回転速度	15000min^{-1}（d_{mn}値 190万）
	外筒冷却油温度		室温 ±1°C

表2　試験軸受の仕様
Bearing specifications for test

試験軸受	φ100×φ150×24 mm
接触角	20°
転動体材質	Si_3N_4
保持器材質	積層フェノール樹脂
軸受内部封入グリース	SE-1　8g 封入
グリース封入用間座グリース	SE-1　47g 封入
微量潤滑すきま	0.07 mm

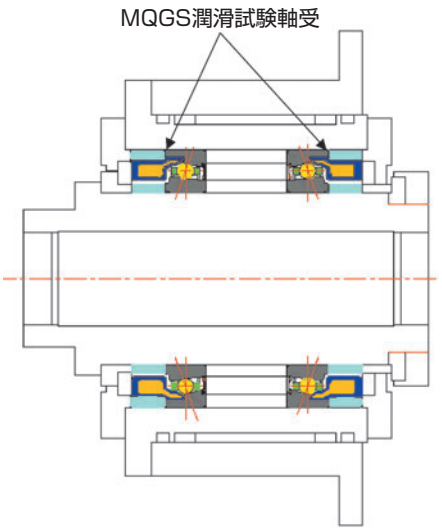


図2　試験装置の構造
Schematic construction of test spindle

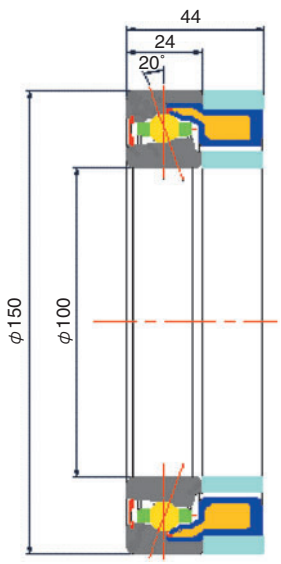
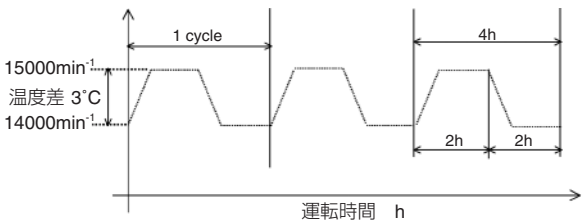
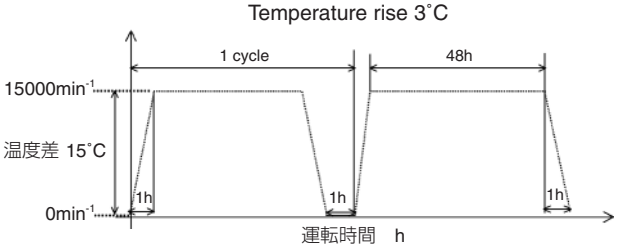


図3　試験軸受の断面図
Section view of test bearing



(a) 温度差3℃
Temperature rise 3°C



(b) 温度差15℃
Temperature rise 15°C

図4　ヒートサイクルパターン
Heat cycle pattern

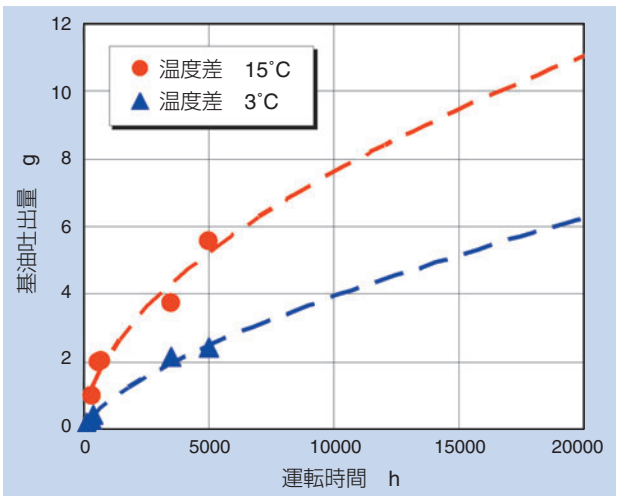


図5　運転時間と基油吐出量
Driving time and amount of base oil delivery

3. 2 軸受のサイズと基油吐出量

軸受のサイズによる基油吐出特性を検証するために，軸受内径φ100mm，φ70mm，φ50mmのアンギュラ玉軸受への適用を想定する間座モデルを用いて試験を行った．使用した基油吐出モデル試験装置の概略図を**図6**，試験条件を**表3**に示す．

基油が吐出する先端部の径方向すきまは0.07mm，グリース封入用間座へのグリース封入量は47gとし，軸受のサイズと基油吐出量の関係を調査した．ヒートサイクルは運転中の軸受の外輪温度を基準に，41℃と38℃（温度差3℃）を4h周期で繰り返し与えた．その200h後の基油吐出量の結果を**図7**に示す．

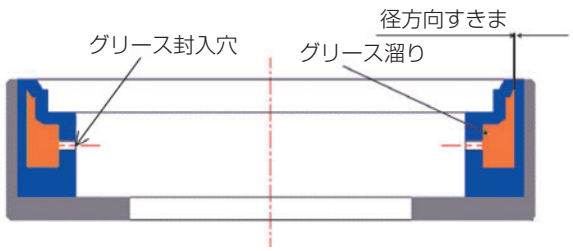


図6 基油吐出モデル試験装置の概略図
Sketch of model test rig for base oil delivery

表3 基油吐出モデル試験の試験条件
Test conditions of model test rig for base oil delivery

項　目	内　容
間　　座	軸受内径φ100 mm, φ70 mm, φ50 mmに相当した間座
グリース	SE-1　47g 封入
試験装置	高温槽
温度変化	3℃（38℃／2h ⇔ 41℃／2h）
試験時間	200 h

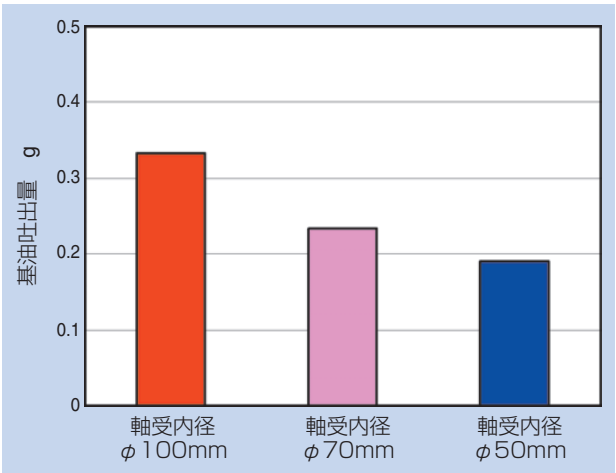


図7 軸受内径と基油吐出量
Bore diameter and amount of base oil delivery

基油吐出量は,軸受の内径φ100mm，φ70mm，φ50mmで絶対量に違いはあるものの，軸受の内径が大きくなるほど多く吐出し，軸受のサイズの大きさにほぼ比例して吐出する結果を示した．この結果より，異なる軸受サイズにおけるグリース封入用間座内の最適グリース量を決定することができる．例えば，軸受内径φ50mmの場合，軸受のサイズが軸受内径φ100mmの50%であり，グリース封入用間座内のグリース量は23.5ｇ（47g×0.5）となる．

4．高速運転性能試験

開発したMQGS潤滑アンギュラ玉軸受にて実機を想定した運転試験を行った．供試軸受には，内径φ100mmのアンギュラ玉軸受を採用した．軸受仕様，試験装置および軸受の断面図は**表2**，**図2**および**図3**と同じである．

4. 1 結果

微量潤滑軸受の運転特性を調査するため，定位置予圧方式でMQGSでの温度上昇測定を行い，「高速アンギュラ玉軸受　HSEタイプ」[6]と温度上昇を比較した．**表4**に試験条件，**図8（a）**にHSEの概略**図8（b）**にHSEとMQGSの試験結果を示す．定位置予圧方式で$d_m n$値190万まで運転し，MQGSの各回転速度において安定し，問題ないことを確認した．また，MQGSの開発目標である$d_m n$値190万での温度上昇は，HSEとほぼ同じ値を示した．このようにMQGSを用いることにより，従来エアオイル潤滑方式に頼っていた高速領域での運転が可能なことを確認した．

表4 高速運転性能試験の試験条件
High speed test conditions

項　目		内　容	
MQGSタイプ	グリース封入用間座仕様	微量潤滑すきま	0.07mm
		封入グリース	SE-1
		封入グリース量	47g
	軸受予圧	定位置予圧	組込み後すきま 0μm
	外筒冷却油温度	室温±1℃	
HSEタイプ	潤滑油	ISO VG 32	
	給油量	0.03 mL／1ショット(オイルショット間隔5 min)	
	エア流量	40NL／min	
	軸受予圧	定位置予圧	組込み後すきま 0μm
	外筒冷却油温度	室温±1℃	

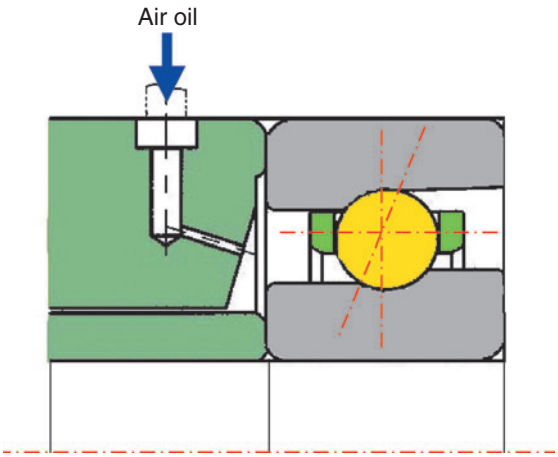


図8 (a)　HSEタイプの概略図
Section view of HSE type

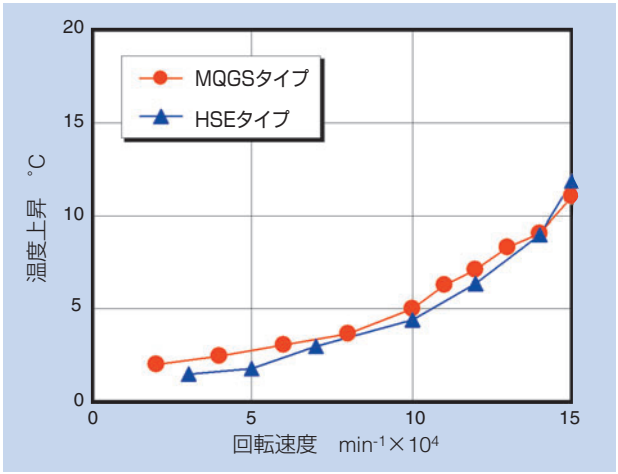


図8 (b)　MQGSとHSEタイプの温度上昇
Temperature rise between MQGS and HSE type

4. 2 耐久試験

MQGS潤滑アンギュラ玉軸受の耐久試験を実施している．耐久試験は表5に示すように定位置予圧と定圧予圧方式で実施し，運転パターンは図9に示すように，ヒートサイクル温度差を3℃とし，14000min^{-1}/2h，15000min^{-1}/48hを1サイクルとした．主軸の姿勢の影響についても評価するため，縦，横の2姿勢で試験を行っている．ただし，定圧予圧方式の場合，ヒートサイクル温度は15℃であり，運転パターンは図4（b）で，15000min^{-1}を48h，停止を1hを周期的に繰り返し与えた．

図10に試験結果を示す．現在，耐久試験を継続中であるが，定位置予圧方式で世界最高レベルであるd_{mn}値190万の高速化および長寿命化が可能であると判断している．

表5　耐久試験の条件
Life test conditions

項　目			内　容
グリース封入用間座仕様		微量潤滑すきま	0.07mm
		封入グリース	SE-1
		封入グリース量	47g
運転条件	定位置予圧	軸姿勢と試験数	縦（1台）・横（2台）
		予圧	組込み後すきま 0μm
		回転速度	15000 min^{-1}（d_{mn}値 190万）
	定圧予圧*	軸姿勢と試験数	横（1台）
		予圧	2.2 kN
		回転速度	15000 min^{-1}（d_{mn}値 190万）
	外筒冷却油温度		室温 ±1 ℃

＊：JIMTOF2004より耐久試験を継続中

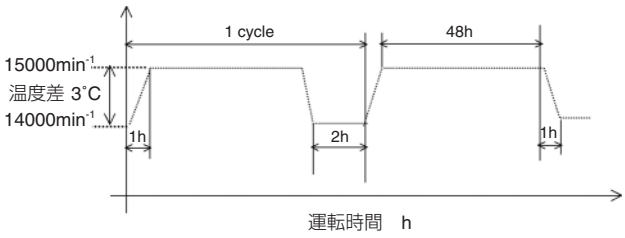


図9　ヒートサイクルパターン
Heat cycle pattern

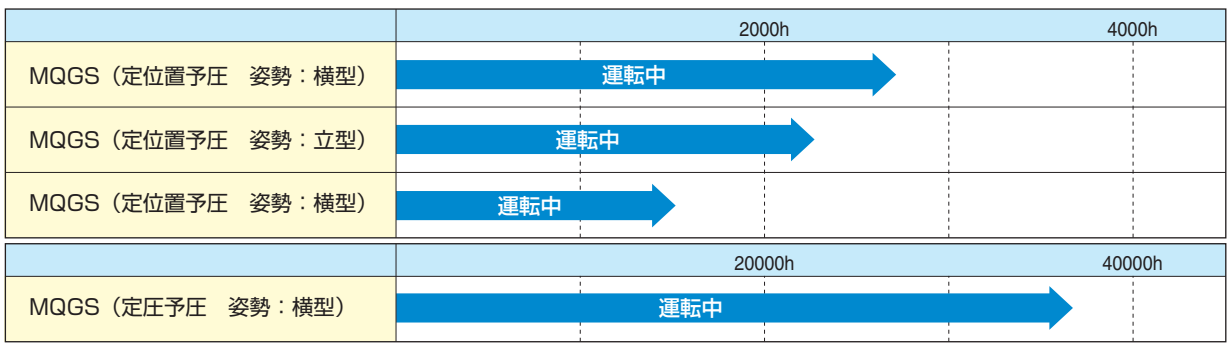


図10　耐久試験結果
Life test results

5．まとめ

MQGS潤滑アンギュラ玉軸受を採用することにより，従来のグリース潤滑方法では達成できなかった高速運転を可能とし，工作機械の高性能化，省エネルギー化および環境負荷低減に貢献できると考える．

参考文献

1）瀧内　博志，小杉　太：工作機械用精密軸受“ULTAGE（アルテージ）”シリーズ
NTN TECHNICAL REVIEW No.72（2004）
26−29

2）赤松　義信，森　正継：工作機械用環境対応型ジェット潤滑アンギュラ玉軸受の開発
NTN TECHNICAL REVIEW No.72（2004）
6−10

3）古山　峰夫：工作機械主軸用MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受
NTN TECHNICAL REVIEW No.74（2006）
22−25

4）小杉　太：d_{mn} 170×10^4シール付超高速アンギュラ玉軸受“新BNSタイプ”
NTN TECHNICAL REVIEW No.74（2006）
22−25

5）李　璿雨，森　正継：工作機械主軸用新グリース潤滑システムの開発
NTN TECHNICAL REVIEW No.74（2006）
8−15

6）NTNカタログ精密転がり軸受，CAT. No.2260/J.74

執筆者近影

李　璿雨
産機商品本部
応用設計部

前田　忠昭
産機商品本部
製品設計部

新ジェット（MQCJ）潤滑対応単列円筒ころ軸受
Minimum Quantity and Cooling Jet Lubrication Single-row Cylindrical Roller Bearings

小杉　太*　Futoshi KOSUGI
野島　進**　Susumu NOJIMA

NTNでは内輪冷却と転動面への最適少量潤滑機構による新しいジェット潤滑方式を採用したMQCJ潤滑アンギュラ玉軸受を開発済であるが，そのMQCJ潤滑方式を新たに単列円筒ころ軸受にも適用した新製品を開発した．本稿ではその“新ジェット（MQCJ）潤滑対応単列円筒ころ軸受”について紹介する．

NTN has developed the angular contact ball bearing with the MQCJ lubrication.
It adopted a new jet lubrication method with inner ring cooling system and a best minimized quantity lubrication mechanism for raceway.
A new product that had newly applied the MQCJ lubrication to the single row cylindrical roller bearings was developed.
We introduce single row cylindrical roller bearings with new jet (MQCJ) lubrication method.

1．はじめに

MQCJ潤滑は従来のジェット潤滑に対し動力損失を大幅に低減可能とした潤滑方式であり，JIMTOF2006（日本国際工作機械見本市）では実際にMQCJ潤滑アンギュラ玉軸受をマシニングセンタ主軸へ搭載して加工実演を行った．今回そのMQCJ潤滑方式を円筒ころ軸受にも適用することで油潤滑で最大d_{mn}値335万（実用d_{mn}値300万）の超高速運転を可能とした．MQCJ潤滑の適用により，主軸のリア側（自由側）への円筒ころ軸受採用が可能となり主軸構造の簡素化が図れる．

本稿ではこの「新ジェット（MQCJ）潤滑対応単列円筒ころ軸受」についての特長と評価試験結果について紹介する．

2．MQCJ潤滑の特長

2．1　システム概要

新ジェット（MQCJ）潤滑対応単列円筒ころ軸受ではMQCJ潤滑アンギュラ玉軸受同様の潤滑システムが適用できる．システム概要を図1に示す．[1) 2)]

本潤滑機構では1つの油供給装置から軸受部と外筒冷却部にそれぞれ油を供給し，使用された油は排油ポンプで回収される．外筒冷却油と軸受潤滑油を兼用することで付帯設備の簡素化も可能となる．

2．2　MQCJ潤滑円筒ころ軸受の仕様

MQCJ潤滑は内輪冷却と転動面への最適少量潤滑機構を設けたジェット潤滑である．MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受（図2）では，内輪スクープに噴射した潤滑油がスクープ内径面に付着し，遠心力と表面張力によって内輪外径の円すい面に移動し，少量の潤滑油のみ軸受内部に供給される．円すい面と外輪間座により

*産機商品本部　応用設計部
**産機商品本部　製品設計部

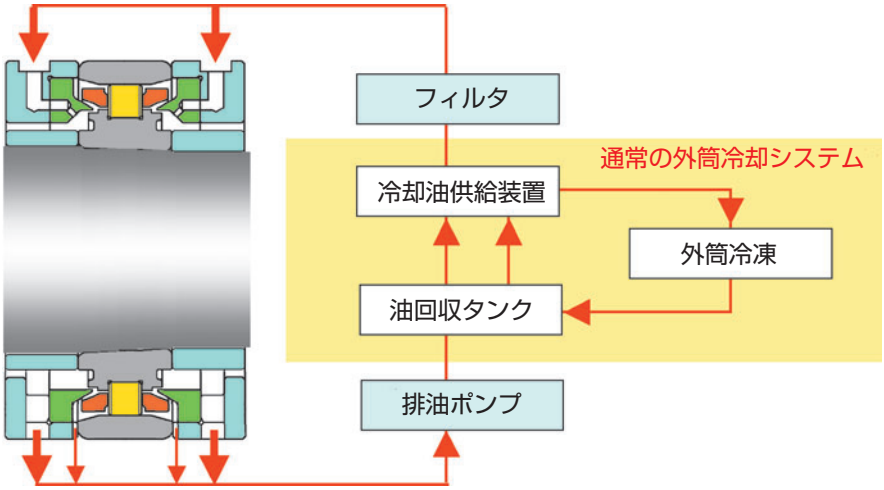


図1　MQCJ潤滑システム概要
MQCJ lubrication system

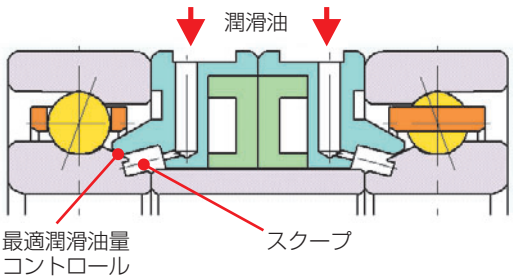


図2　MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受
MQCJ lubrication angular contact ball bearing

形成されたすきまが軸受内部に入る潤滑油を制限することで，多くの潤滑油は内輪の冷却に使用され，少量の潤滑油のみが軸受内部を貫通するため，動力損失が小さくなる．[2)]

一方で本円筒ころ軸受はリア側での使用を前提としており，主軸運転時には発熱により軸が自由側であるリア側へ伸びる点を考慮する必要がある．アンギュラ玉軸受同様に内輪円すい面と外輪間座によりすきまを形成すると，ノズル間座の設置方向によっては軸伸びの影響でそのすきまが狭くなったり（**図3**），広くなったり（**図4**）するなど運転時にすきま量が変化する．

すきま量の変化は通過する油量に影響を与えるため，軸伸びによるすきま変化が生じないように水平すきま仕様を考案した（**図5**）．水平にすきまを形成することで，両側方向に対して軸伸びによるすきま量変化の影響を回避することができる．

本軸受はアルテージシリーズ単列円筒ころ軸受（ころ案内保持器）をベースとしているが，内輪案内保持器を使用することで保持器回転を安定させ，より高速領域までの回転を可能としている．また潤滑についても両側から供給することで，片側からの潤滑では不安定になりがちな反給油側のころ端面と内輪つば部との潤滑を円滑にするとともに，内輪冷却効果を高めることで予圧の上昇を抑え，安定した高速回転を可能とした．

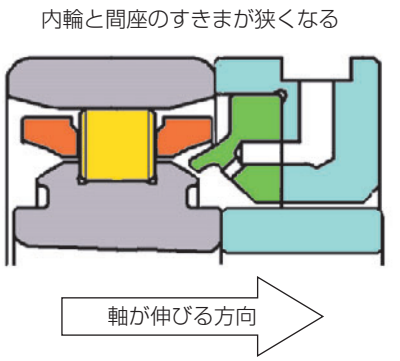


図3　軸伸びとすきま①
change of lubrication space

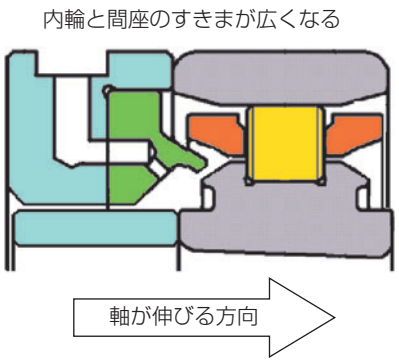


図4　軸伸びとすきま②
change of lubrication space

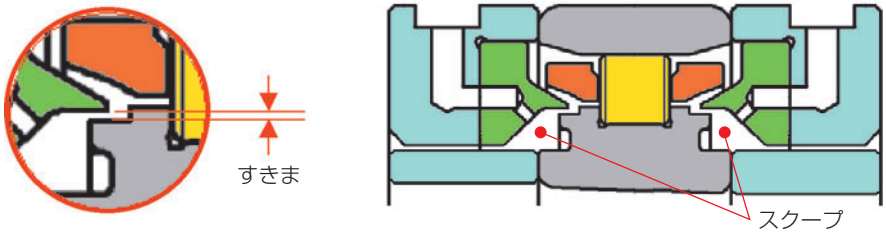


図5　MQCJ潤滑円筒ころ軸受
MQCJ lubrication cylindrical roller bearings

2. 3 試験データ

今回実施した試験条件を表1に，試験機概略図を図6に示す．

試験軸受はアルテージシリーズ高速円筒ころ軸受N1011HSR（内径φ55）をベースとした．これは主軸のフロント軸受をφ70のMQCJ潤滑アンギュラ玉軸受定位置予圧と想定したサイズである．試験機はビルトインモータ駆動による立形試験機を用いた．支持軸受にはアンギュラ玉軸受をDB組合せで使用し，その潤滑はエアオイル潤滑にて行った．

片側ノズルでの結果を図7，図8に，両側ノズルでの結果を図9，図10に示す．片側ノズル，両側ノズル何れも従来ジェット潤滑に対してMQCJ潤滑の方が温度上昇が低く，動力損失（リア軸受の動力損失も含む）も低い．これは積極的に軸受（内輪）を冷却し，少量の潤滑油のみを軸受内部へ供給するMQCJ潤滑の

表1　MQCJ潤滑試験条件
Test conditions

項　目	内　容
試験軸受	N1011HSRベース(φ55mm×φ90mm×18mm)
支持軸受	5S-2LA-HSL007DB（エアオイル潤滑）
主軸姿勢	立形
組込時狙いすきま	0 μm
間座ノズル	ノズル径φ1mm，2箇所（180°位置）
供給油量	1～5L／min
潤滑油	VG1.5（VG32）
供給潤滑油温	23～24°C（設定は20°C）
外筒冷却	実施（5L/min）

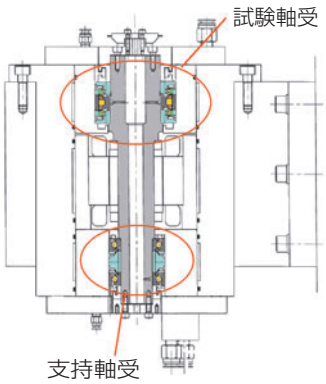


図6　試験機概略図
Schematic construction of test spindle

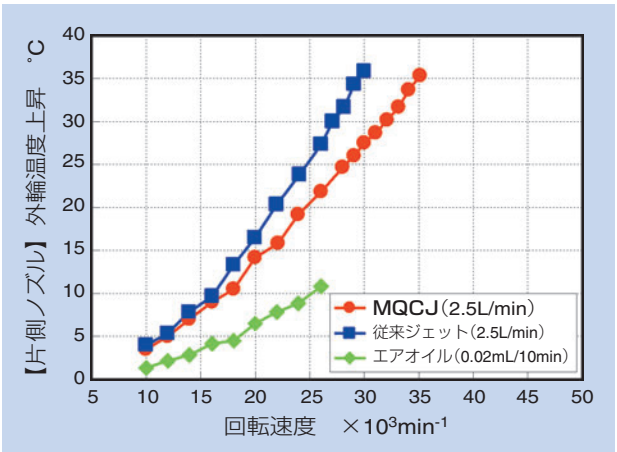


図7　回転速度と外輪温度上昇
Outer race temperature

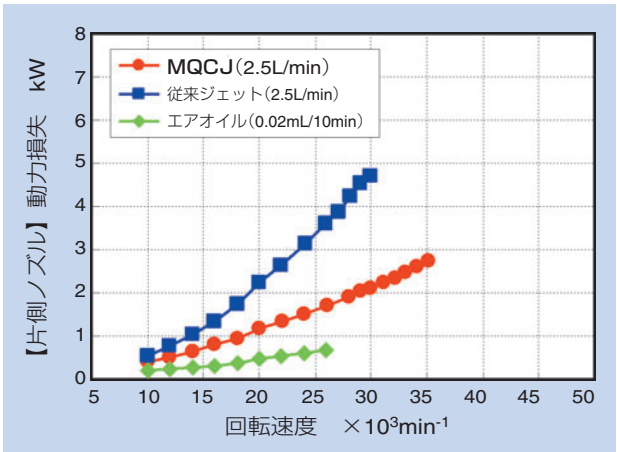


図8　回転速度と動力損失
Power loss

効果といえる．また両側ノズル潤滑の場合，片側ノズル潤滑に対してより高速までの回転が可能となっている．（最大d_{mn}値335万）

なお片側ノズルのエアオイル潤滑においてVG32の油を0.02mL/10min の潤滑条件で試験実施したが，MQCJ潤滑の方が温度，動力損失ともに高い結果であった．これは両者の軸受内部へ供給される油量がMQCJ潤滑の方が多く，軸受内部の攪拌抵抗の影響を大きく受けているためである．

図11に従来ジェット潤滑とMQCJ潤滑との軸受内部の通油量測定結果を示す．図12には給油に対する通油量および非通油量の測定位置関係を示す．従来ジェット潤滑では水平方向から保持器と軌道輪の間をノズルの狙いとしており，約50%の潤滑油が軸受内部を通過している．一方MQCJ潤滑では内輪スクープを狙って潤滑油を噴射していることと，間座と段付き内輪で水平すきま量を規制しているため，その通油量は高速域では約10%程度にとどまる．

図9，図10に示す両側ノズルの場合のエアオイル潤滑は，MQCJ潤滑同様VG1.5の油を0.5mL/min（エアオイル潤滑ユニットの最大給油量）の潤滑条件で行ったものである．

エアオイル潤滑の油量はMQCJ潤滑に比べて大幅に少ないものの，低速領域での温度上昇は非常に大きく，これは油の攪拌による発熱と考えられる．また中速域で温度が一旦下がっているのは，ころや保持器によるエアカーテンの作用により，軸受内部へ入り込めない潤滑油の割合が増加したことや，遠心力の作用により軸受内部から排出される油量が増えたことで攪拌抵抗が減少したものと思われる．

なお油量の多いMQCJ潤滑やジェット潤滑の方がエアオイル潤滑よりも低速領域で温度が低いのは，油の攪拌熱以上の熱量を冷却された大量の油で奪っているためと考えられる．

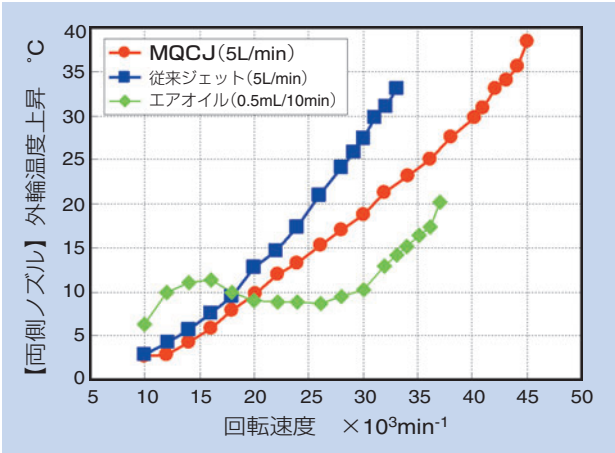


図9　回転速度と外輪温度上昇
Outer race temperature

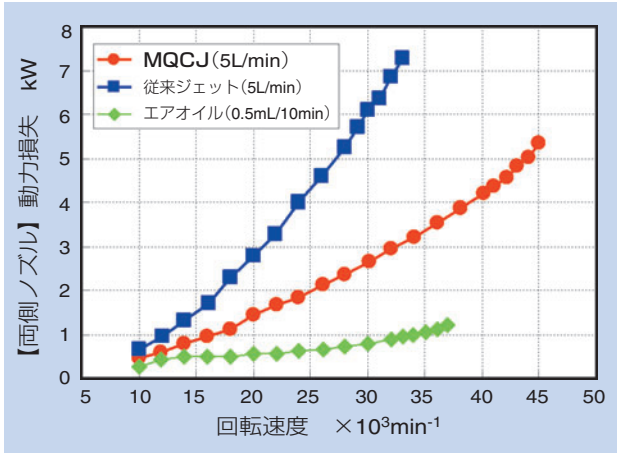


図10　回転速度と動力損失
Power loss

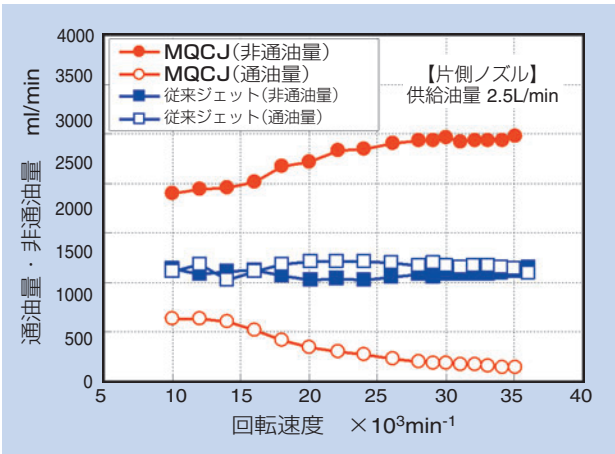


図11　回転速度と通油量
Amount of oil that passes in bearing

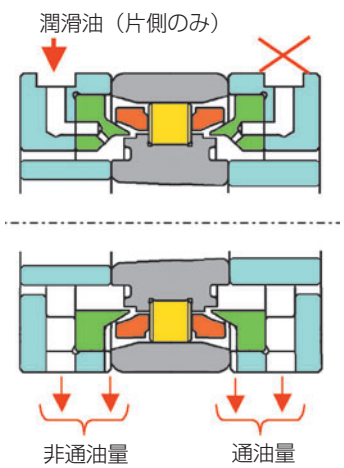


図12　通油量測定箇所
Measurement position

図13に示すグラフは，両側ノズルでのMQCJ潤滑による給油量を変えた場合の外輪温度上昇の変化を確認したものである．供給する潤滑油量を増加すると外輪温度上昇は低下し，その冷却効果は高速回転であるほど大きいといえる．

図14に示すグラフは，同じく動力損失の変化を確認したものである．供給する潤滑油量を増加すると動力損失も増加することが分かる．（図13，図14共に赤丸内には比較としてエアオイル潤滑時のデータを打点した）

これらよりMQCJ潤滑の給油量と動力損失の関係は軸受冷却効果とは相反する関係にあることが分かり，使用条件により最適な潤滑条件を設定することになる．

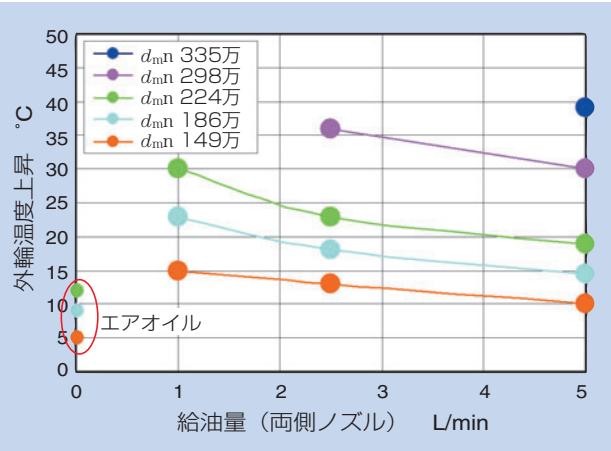


図13 給油量と外輪温度上昇
Outer race temperature

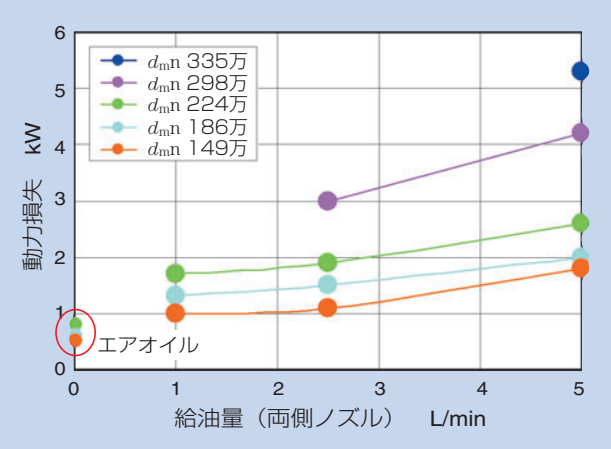


図14 給油量と動力損失
Power loss

3．おわりに

新ジェット潤滑であるMQCJ潤滑対応単列円筒ころ軸受は，フロント側軸受をMQCJ潤滑アンギュラ玉軸受の定位置予圧とした主軸のリア側軸受としての適用が可能となる．

NTNでは内径φ70のMQCJ潤滑アンギュラ玉軸受をDBセット定位置予圧で40000min^{-1}の高速運転を可能としており，そのリア側を想定した本開発品の最高回転速度も同じく40000min^{-1}となることから，d_{mn}値300万での高速運転が実用化されることになる．

なおMQCJ潤滑は基本的にはジェット潤滑であり，主軸構造としては冒頭で示したシステム概要の他にラビリンス構造の強化等が必要となるが，超高速主軸の支持軸受として，軸受および潤滑手段の選択肢が拡がったといえる．本潤滑システムが更なる工作機械主軸の高性能化に貢献できれば幸いである．

参考文献

1）赤松良信・森正継：工作機械用環境対応型ジェット潤滑アンギュラ玉軸受の開発
NTN TECHNICAL REVIEW NO.72 (2004) 6
2）古山峰夫：工作機械主軸用MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受
NTN TECHNICAL REVIEW NO.74 (2006) 22

執筆者近影

小杉 太
産機商品本部
応用設計部

野島 進
産機商品本部
製品設計部

工作機械用精密軸受の3D電子カタログの紹介
3D Electronic Catalog Introduction for Precision Bearings of Machine Tool

梅 本 武 彦* Takehiko UMEMOTO

工作機械メーカでは，CAEにおいて3次元図形データを利用した短期間での製品開発や事前の主軸や構造体各部の熱解析や構造解析による超高精度の具体化等の高度な解析が進められている．
本報では新たに提供を開始した精密軸受の3次元CADデータ（電子カタログ）の構成と当社での3次元CADデータを利用した解析事例を紹介する．

Machine tool makers use 3D-CAD data in CAE to reduce development period, to move forward advanced analysis which is thermal analysis of each parts and structural analysis for high precision.
In this document, it is introduced 3D-CAD data (electronic catalog) of precision bearings which is supplied recently, and analysis examples which is used 3D-CAD data.

1．はじめに

工作機械用精密軸受として開発されたULTAGE（アルテージ）シリーズは，主軸や送り系等の各部に使用され，その高精度と高機能に対し，工作機械メーカから高い評価を得ている．ULTAGEの語源となった究極を意味する「ULTIMATE」，あらゆる場面での活躍を意味する「STAGE」の名前の由来どおり，現在も高い次元への成長を続けている．

今回，この精密軸受ULTAGE（アルテージ）シリーズを，『工作機械用3次元電子カタログ（3次元CADデータ）』としてまとめあげ，工作機械メーカへの提供を開始した．

（2008年4月22日　日経産業新聞15面記事掲載）

3次元CADは，設計者以外でも設計内容がすぐに理解でき，開発時点で設計･製造･販売がアドバイスし合える利点があり，多くのメーカでの採用が増えている．

また，3次元CADデータは，熱解析や応力解析，構造解析等のデータとしても使用が可能であり，主軸や構造体各部の解析を設計時点で行うことができ，試作回数の削減にも効果が期待されている．

以下では提供を開始した3次元電子カタログの構成と3次元CADデータ応用例を紹介する．

2．3次元電子カタログ（CADデータ）の構成

電子カタログはCD-Rで提供され，①2D/3D CADデータ②ユーザガイド（CAD取扱説明書）③精密転がり軸受カタログ（PDFファイル）④工作機械用精密軸受技術専用WEB "mt-tecnos" への接続⑤ユーザガイド（"mt-tecnos" 取扱説明書）⑥弊社ホームページへの接続が用意されている．（図1　CD-R挿入後の起動画面を参照）

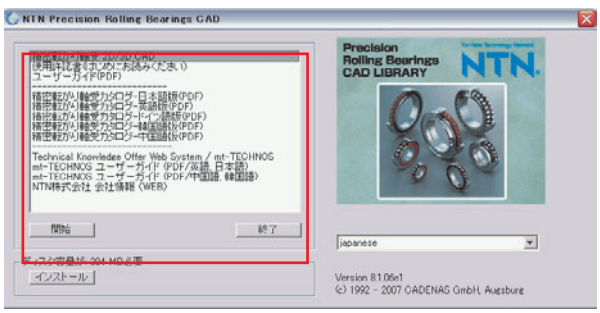


図1　CD-R挿入後の起動画面
Activated screen after installed CD-R

*産機商品本部　製品設計部

それぞれの詳細については，CD-R内②⑤の取扱説明書を参照されたい．

（1）3次元CADデータの構成

今回提供する『工作機械用精密軸受の電子カタログ（3次元CADデータ）』は，主軸及び送り系で使用されるアンギュラ玉軸受及び円筒ころ軸受で構成されている．CD-Rに登録されている軸受は，セラミックボールを含むアンギュラ玉軸受1039型番，円筒ころ軸受212型番，ボールねじ支持軸受78型番の総計1329型番であり，それぞれ単体の3次元CADデータとして納められている．

主要なシリーズを記載すると**表1**のようになる．

掲載されているCADデータは**図2**のツリー構成となっている．

このツリー構成での画面展開事例を**図3**～**図5**に示す．

表1　登録されている主要シリーズ
Registered main part numbers

アンギュラ玉軸受　全1039型番	
標　準	7805C～7834C，　7900U～7934U 7000U～7040U，　7200C～7226C
高速用	HSE910～HSE934，HSE010～034
アキシアル荷重用	HTA920U～HTA964U HTA010U～HTA064U
研削盤用	BNT900～BNT913，BNT000～BNT014 BNT200～BNT216
シール付標準	7900～7910LLB 7000～7010LLB
シール付高速用	BNS910～BNS920LLB BNS009～BNS020LLB
ボールねじ支持軸受　全78型番	
ボールねじ支持用	BST17x47～BST60x120 7000HT～7002HT，7203HT～7208HT
円筒ころ軸受　全212型番	
標準・複列	NN3005～NN3036
標準・単列	N1006～N1032
高速・複列	NN30O5HS～NN3026HS
高速・単列	N1011HSRT6～N1020HSRT6

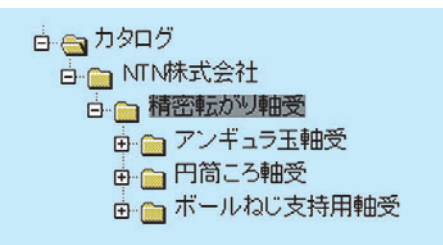


図2　CADデータの構成
CAD data formation

必要とする軸受シリーズのアイコンを選択することにより，3次元CADデータを呼び出すことができる．

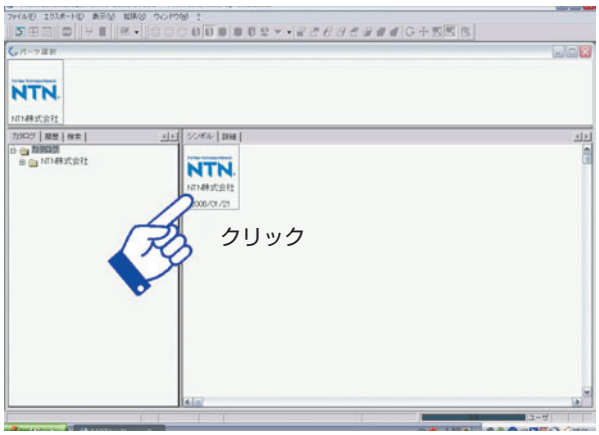


図3　NTN画面（トップ画面）
Screen of NTN (Top screen)

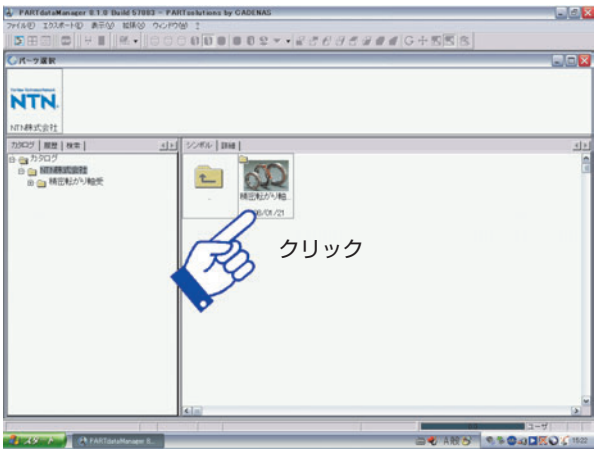


図4　精密転がり軸受画面
Screen of precision bearings

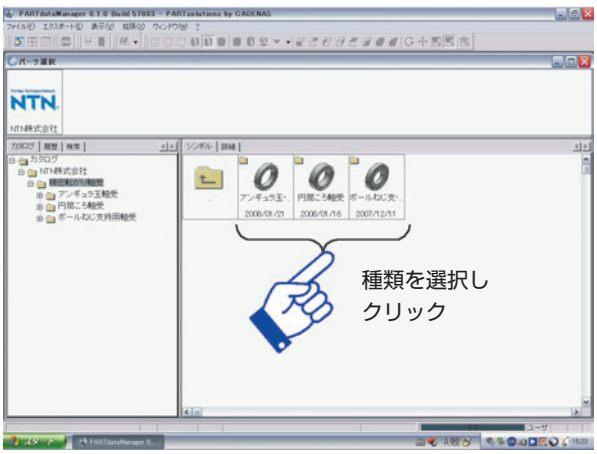


図5　精密軸受アイコン画面
Icon of precision bearings

(2) 3次元CADデータの呼び出し

呼び出した軸受アイコンから，必要とする軸受型番を順次選択し，3次元CADデータに至る例を図6～図10に示す．

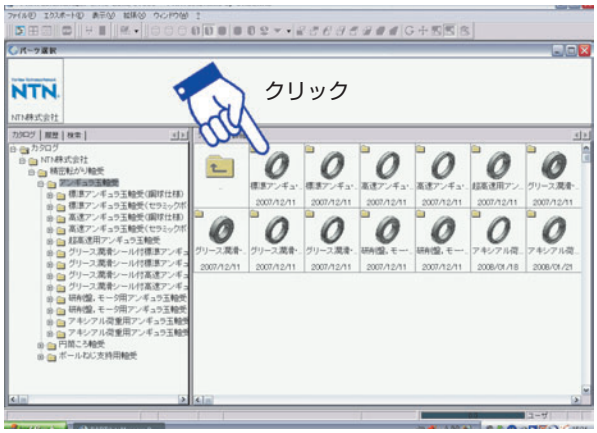


図6　アンギュラ玉軸受アイコン
Icon of angular contact ball bearings

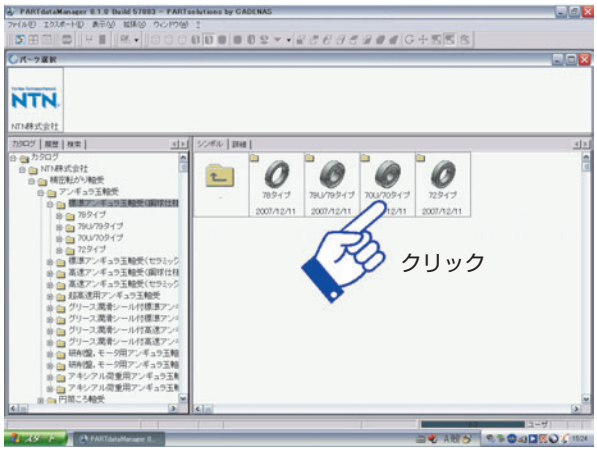


図7　標準アンギュラ玉軸受アイコン
Icon of standard angular contact ball bearings

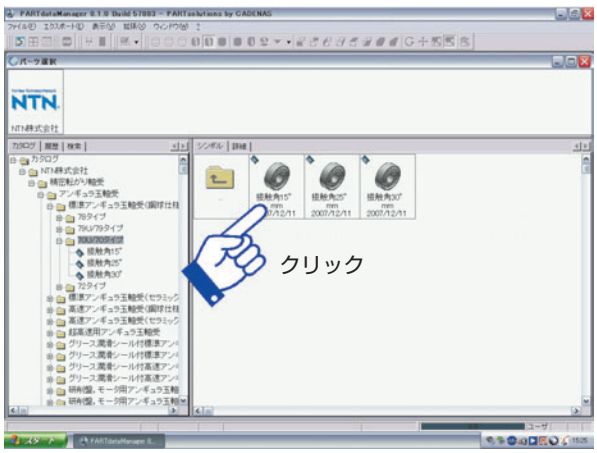


図8　70U/70シリーズアイコン
Icon of 70U/70 series

一例として，標準アンギュラ玉軸受7015UC（内径φ75×外径φ115×幅20）を選択した画面（2D/3D　CADデータ選択画面）図9に示す．

軸受型番を選択すると，画面上には

① 軸受各部の寸法表（A部）

② 3D-CADデータ（B部）

③ 軸受構成要素内容と個数（C部）

が表示される．

②B部の3D-CADデータを必要な形式で書き出すことにより，電子データが使用可能になる．書き出しの形式を図10に示す．

ファイルフォーマットとしては，データ交換などに使われる中間形式(SAT，STEP，IGES，DXFなど)以外に，各種CAD独自のネイティブ形式(Solidworks，Inventor，OneSpaceModeling，,Solid Edgeなど)

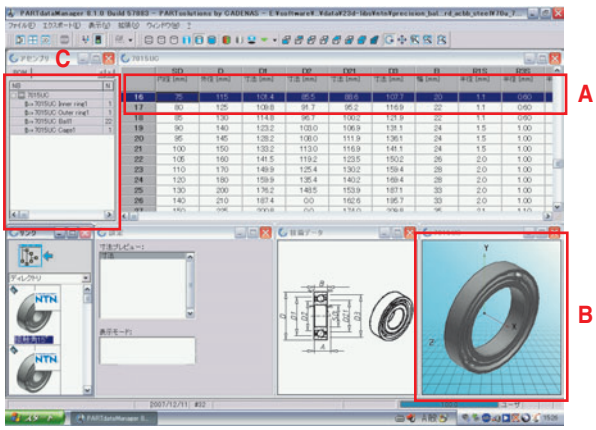


図9　標準アンギュラ玉軸受7015UC選択例
Example for 7015UC of standard angular contact ball bearings

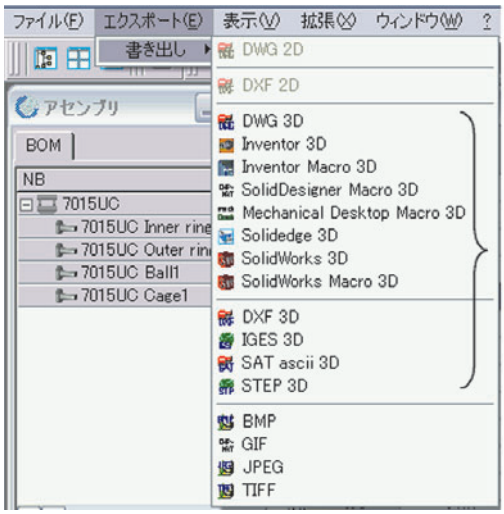


図10　3D-CADデータ書き出し形式
Writing format of 3D-CAD data

の出力が可能である．これによりパーツとアッセンブリの関係を保持した拘束条件付のデータを得ることができる．使用しているCADソフトで，利用可能な形式を確認されたい．

また，国内対応フォーマットの対応バージョンについては，当社まで確認されたい．

3．応用例

3次元CADの図形は，設計者以外が見ても図形情報が容易に理解できるため，設計工数だけではなく，開発商品化に至る業務プロセス全体（下記①～④）の工数削減も期待されている．

① 設計ミスの確認（干渉部の確認）
② 解析への利用
③ 試作回数の軽減（試作コストの削減）
④ データ管理（部品表情報利用）

事前の干渉部の確認やさまざまな解析を行うことにより，試作機での性能確認と対策の繰り返しによる仕上げ工数（期間とコスト）が削減できたとの話を聞くことも多い．

以下では当社で実施している①②の事例について紹介する．

（1）設計ミスの確認（干渉部の確認）

3次元CADが一般的に利用される主目的としては，設計者が複雑な形状を持つ部品同士の干渉部の確認を行い，設計ミスを削減する狙いがある．

今回提供する3次元CADデータの例では，

① 軸受内外輪と軸及び間座の必要肩高さの確認
② 給油用ノズル間座とハウジング給油排油配管との位相確認
③ ノズル先端から噴出する潤滑油の軸受内部位置の確認

などが構造設計時点で容易に確認することができる．

図11はアンギュラ玉軸受と給油用ノズルが付いた軸受間座の組合せ図面である．3次元化することにより，図12に示したように種々の角度からの確認が可能になり，ノズル先端の狙い位置や給油/排油穴位相の関係の確認が容易になる．

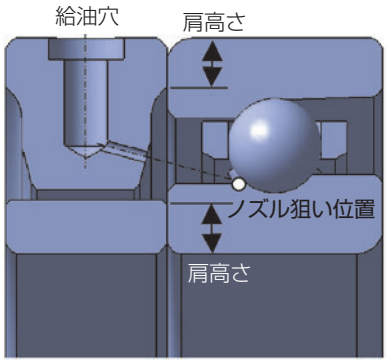


図11　アンギュラ玉軸受と軸受間座
Angular contact ball bearing with spacer

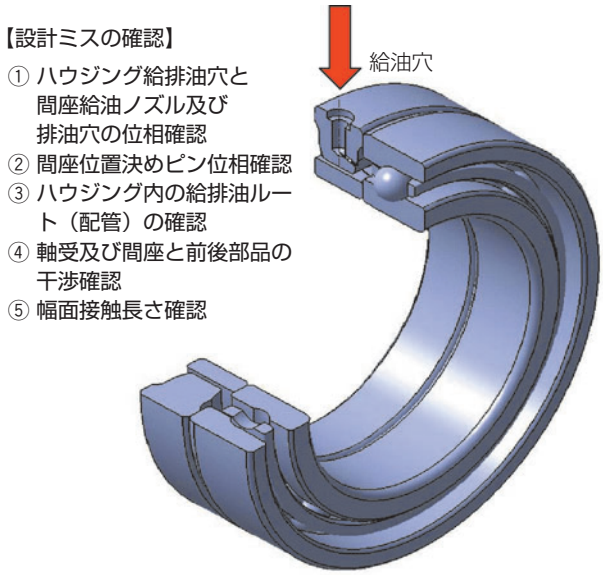


図12　3次元での確認
Confirmation in 3D

（2）解析への利用

高速化や高精度化，試作回数や試験回数の削減を目的に，主軸や構造体各部の熱解析や応力解析，構造解析等を設計時点で行うことが増えている．

図形データを解析ソフト注）に取り込むことにより，負荷荷重に対する構造解析や発生熱量に対する熱解析を行うことで，機械に生じる影響を予測し，対策を講じるため利用される．

注）本電子カタログCD-R内に解析ソフトは入っていない．

■ モード解析事例

軸受の3次元図形データを使用した解析で，最も容易にできる例として，軸受の固有振動数の計算がある．

図13に示した深溝玉軸受6208(内径φ40×外径φ80×幅18)の固有振動数を求めると，表3のようになる．

内輪・外輪の固有振動数を1～5次まで求めたものであるが，それぞれのモード次数でどのような形態(モード図)になっているのかが，計算値のみでは理解しがたい．しかし図形化することで容易に理解できるようになる．

一例として，内輪のモード図（1次～3次）を表4に示す．1次では単純な楕円形状であるものが，2次では軸方向にもうねり，3次では再び単純な三角形状に変化している様子が容易に理解できる．

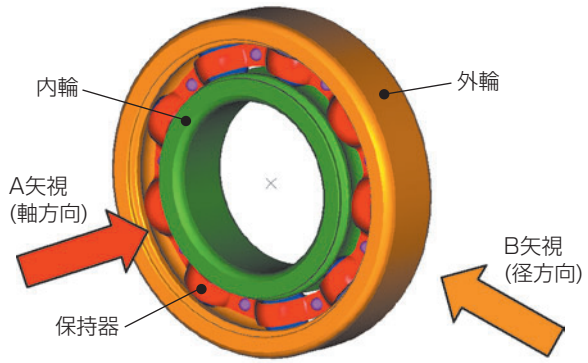


図13　深溝玉軸受6208（内径φ40×外径φ80×幅18）
6208 deep groove ball bearing

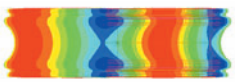
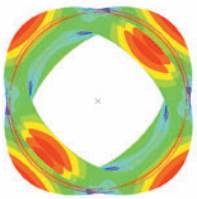
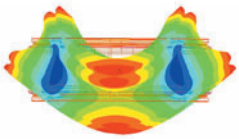
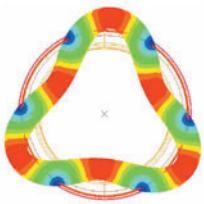
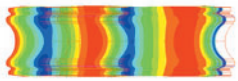
表2　内外輪の物性値　(参考)
Property of inner and outer rings

ヤング率	ポアソン比	比　重
208000MPa	0.3	7.8

表3　固有振動数　単位Hz
Character frequency

モード次数	内　輪	外輪
1次	6727	2526
2次	9140	4475
3次	18205	7042
4次	23313	12994
5次	33011	13217

表4　内輪モード図
Mode chart of inner ring

モード次数	A矢視（軸方向）	次数B矢視（径方向）
1次		
2次		
3次		

■ 構造解析事例

3次元図形データを使用した構造解析では，軸受単体や軸受箱との組合せ構造体に，外部負荷や回転に伴う遠心力が作用した場合の応力や変位量(変形)の検討に使用することが多い．図14の構造体解析事例を紹介する．菱形状の軸受箱(黄色部)に自動調心ころ軸受が組合された構造体であり，図では軸受外輪(水色部)のみが表示されている．

軸受及び軸受箱には，主軸より軸方向荷重 F_a と箱上部方向のラジアル荷重 F_r が作用し，主軸－内輪－転動体(球面ころ)－外輪を経由し軸受箱に負荷が作用

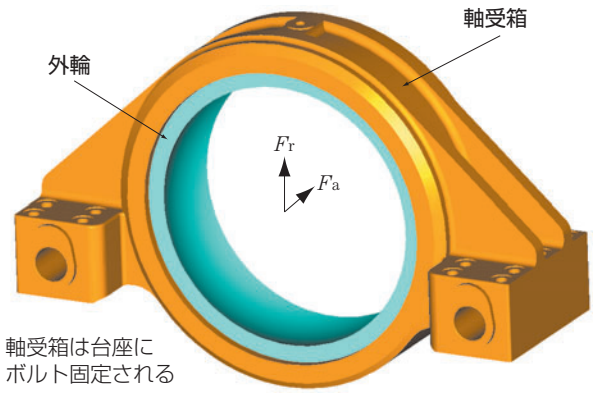


図14　解析構造
Analysis example

する．このとき軸受箱各部に発生する応力と変位量(変形)の解析検討を行った事例である．

なお，外輪（及び軸受箱）に作用する負荷荷重は，転動体(球面ころ　30本/列×2列)1本1本の荷重計算を事前に行なった上，構造解析を行っている．

(この事例のような詳細検討を行う際には，転動体荷重や転動体のばね定数の計算を当社に確認されたい．)

図15に軸受箱に発生した各部応力値例を示す．

図中で赤色部位の応力が高く，軸受箱のフランジ形状や肉厚を工夫することにより，応力の低減を行っている．

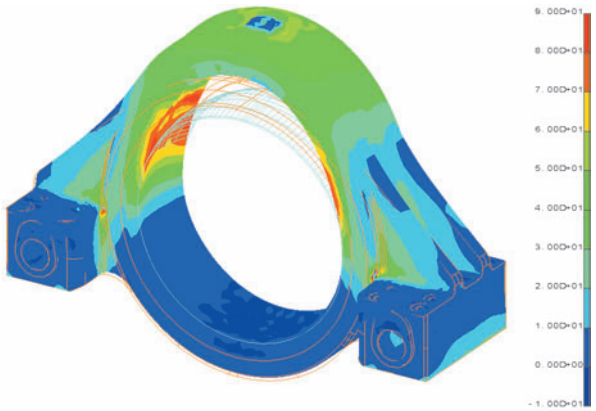


図15　軸受箱の応力分布例
Stress distribution of housing

図16は軸受箱の内部を下方向から見たものであり，内径面に作用するころ1本1本の応力状況(矢印部)がよくわかる．

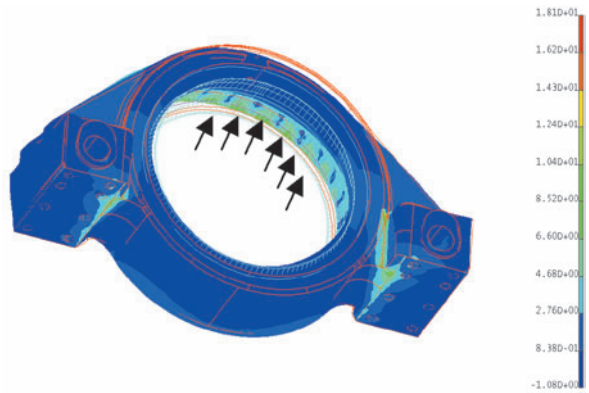


図16　軸受箱の応力分布例
Stress distribution of housing

図17～図18に軸受箱の変形量を示す．

この事例では変形量の問題はないが，回転側に取り付けられたスリーブが負荷荷重や遠心力により変形し，箱内部に接触するような事例もあるので，注意が必要である．

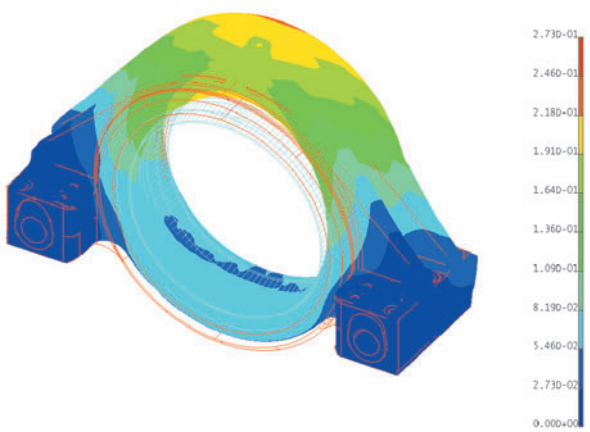


図17　軸受箱の変形量(上部より見たもの)
Deformation volume of housing from upper side

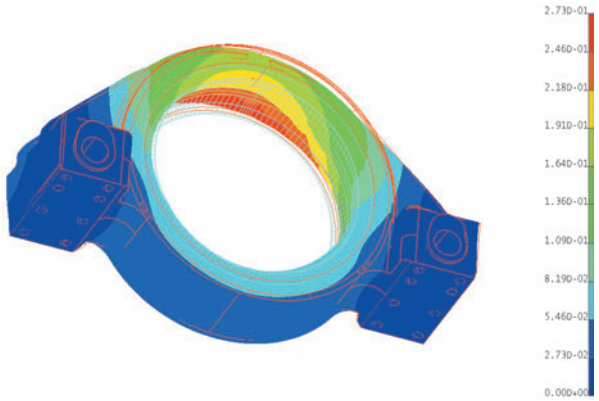


図18　軸受箱の変形量(下部より見たもの)
Deformation volume of housing from under side

■ 熱解析事例

最後に熱解析事例について紹介する．

熱解析については，軸心周りの熱分布が比較的一定な場合，2次元での解析が行われる場合が多い．

以下の紹介事例は，当社高速試験機の2次元熱解析を行い，実際の運転データと比較したものである．

（詳細については，本報**「工作機械主軸スピンドルの熱解析」**の項を参照されたい）

図19の横型軸受試験機は，図20に示す内部構造を持つ．

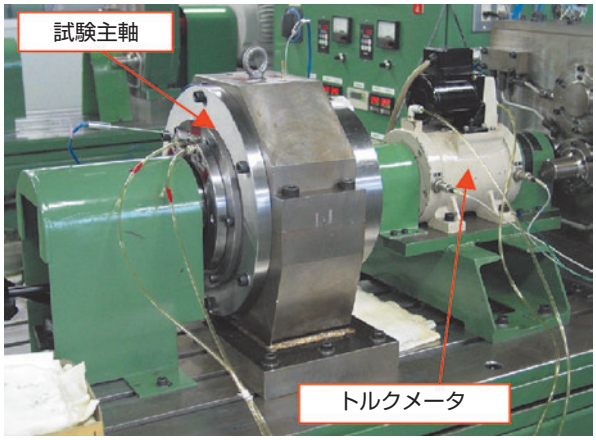


図19　試験装置
Test equipment

そのため合わせ込み技術（解析結果と実験による実測値を近似させる技術）を用い，平均誤差の縮小を行い，現在では1℃以内に抑えることが可能になっている．(図21の事例での合わせ込みは，主に熱伝達率に関する内容である．)

このような試験機による基礎データの収集は，組み合わせる条件が非常に多く，データの取得に多くの時間と工数を要する．

現時点では，実際の試験なしに熱解析のみでの温度推定を行うことは困難であるが，更にデータの積み重ねと熱解析技術の向上を図り，推定温度の精度の向上と異なる試験機への展開を図っていく所存である．

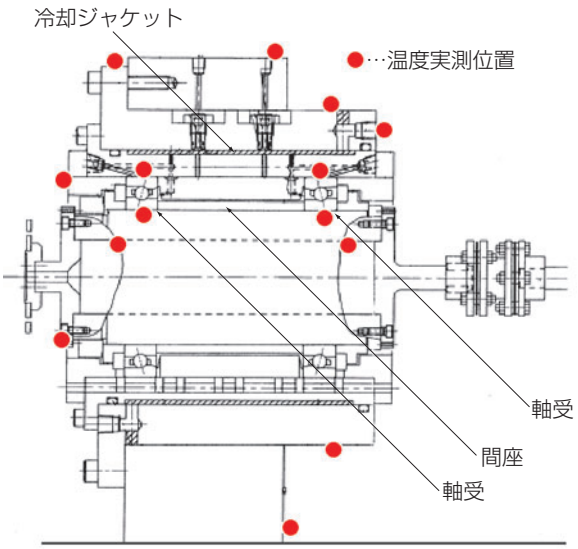


図20　試験機構造
Test equipment design

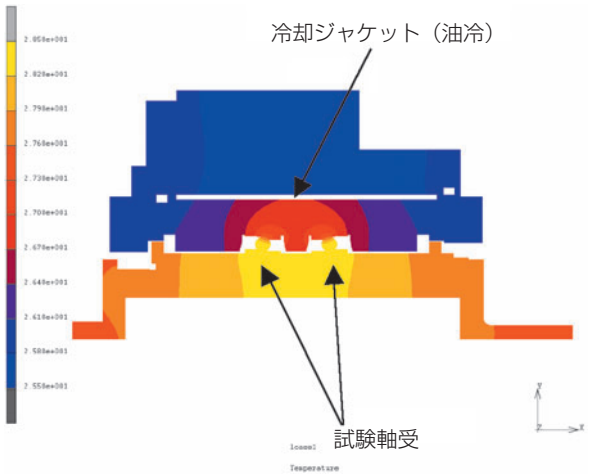


図21　熱解析結果（推定温度分布）
Thermal analysis (Estimaed temperature distribution)

主軸両端にアンギュラ玉軸受を持ち，中央部に間座，軸受箱外部に冷却ジャケットを持つ簡単な構造である．

軸受型番，予圧やすきま等の軸受仕様や間座仕様(形状や長さ)，回転速度・潤滑条件・外筒冷却能力等の運転条件を変化させ，さまざまな軸受基礎データを採る試験機である．

図21に熱解析事例を示す．

軸受の高速回転に伴い，内部で発生した熱量の伝わり方や温度勾配が容易に理解できる．

当初，この試験機での熱解析結果と実際の試験データ(図20の14ポイントの温度データ)を比較すると，平均誤差で5℃以上生じる場合もあった．

4．おわりに

最近の工作機械メーカの傾向として，3次元CADによる設計開発が進んでおり，主軸，送り軸，テーブル軸等さまざまな部位の軸受3次元CADデータ要求が増えている．

今回多くのメーカの要望を受け，当社最新精密軸受ULTAGEシリーズの中で，利用頻度の多いアンギュラ玉軸受と円筒ころ軸受（合計1329型番）の3次元CADデータ（電子カタログ）を作成し，提供を開始した．

3次元CADデータは，設計者以外でも図面情報が容易に理解できることから，設計全体像や詳細設計部位

の確認の点で非常に有効であり，さらに構造解析や熱解析に取り込むことでさまざまなデータを得ることができる．

本報では当社解析の一例を紹介したが，工作機械メーカでは，開発機の高精度化・高機能化・開発期間の短縮等のために各種解析が進められており，今後更なる高度解析結果が盛り込まれた独創的な新機種開発が進められると予想している．

今回提供を開始した当社3次元CADデータ（電子カタログ）が，今後新たに進められる開発機の高機能化の一助になれば幸いである．

なお，今年2008年は，JIMTOF2008第24回日本国際工作機械見本市が10月30日～11月4日までが東京ビッグサイトで開催される．国内外の多くの工作機械メーカが出展する見本市であり，さまざまな工夫を取り込んだ新機種・新技術が展示公開されるものと期待している．

執筆者近影

梅本　武彦
産機商品本部
製品設計部

ULTAGE®（アルテージ®）シリーズ 工作機械大型旋盤主軸用 大型・長寿命複列円筒ころ軸受

ULTAGE Series Large Size and Long Life Double-row Cylindrical Roller Bearing for Main Spindle of Large Turning Machines

山 本 直 太* Naota YAMAMOTO

NTNでは工作機に求められる高効率加工，高信頼性，高品位加工，環境指向に対応するために精密軸受でULTAGE（アルテージ）シリーズを市場展開している．今回，ULTAGE（アルテージ）シリーズのひとつとして，大型旋盤主軸用の複列円筒ころ軸受（NN30xxHSRT7）を開発した．内部設計の最適化を行うとともに，保持器にグリースポケットを設け，軽量・高強度の特殊PPS樹脂製とし，従来品（高力黄銅製保持器）と比べ5倍以上の潤滑寿命の延伸を図った．本稿にて開発概要を紹介する．

NTN has responded to need for improved efficiency, reliability, quality and environmental responsibility for machine tools by developing the ULTAGE Series of super-high-speed precision bearings. **NTN** has developed a new long-life double-row cylindrical roller bearing for the large turning machine as one of the ULTAGE Series product line. Long life is accomplished by optimization of the internal design and adoption of a light-weight and high-strength modified PPS resin cage. Furthermore, grease reservoirs inside the cage pockets extends the lubrication life, above 5 times that of the current bearing(high strength brass cage). This paper outlines the development process.

1．はじめに

複列円筒ころ軸受は，旋盤，MC（マシニングセンタ）をはじめ，高剛性・高精度を必要とする工作機械主軸に幅広く使用されている．工作機械の高機能化や高効率切削の動きに伴い，主軸軸受には更なる長寿命化が求められている．特に近年では，大型工作機械の旺盛な需要を背景に，大型旋盤用主軸軸受に対しても高速化，高機能化，長寿命化が求められている．

今回開発した大型複列円筒ころ軸受NN30xx HSRT7は，この大型旋盤主軸軸受用としてシリーズ化したものである．

2．特長

（1）特殊PPS樹脂保持器の採用

NTNでは既に中型サイズまでの軸受で，高剛性のPEEK樹脂製保持器を市場展開している．中型サイズ軸受の市場での用途は旋盤とMCがあり，特にMCの用途は超高速運転で使用される事が多く，剛性面で優れるPEEK材を採用している．一方，大型サイズの軸受では，旋盤用が主流となる事から容易に射出成型加工が出来，材料コスト面で有利な特殊PPS樹脂保持器を採用した．

（2）内部設計の最適化

① 保持器柱部グリースポケット

工作機械用大型軸受はグリース潤滑で使用されることが多く，グリース寿命の延長を目的として保持器柱部にグリースポケットを設けた．（**図1**，**図2**参照）

*産機商品本部　製品設計部

外径側のポケットは，グリースをころクラウニング部まで供給する．内径側のポケットはグリース保持に加え，高速運転時の柱先端ところの接触を回避することができる．

② 保持器円環部・内輪中鍔幅の拡大

保持器円環部の肉厚アップにより保持器剛性を高め，高速運転時の柱変形を抑制した．

また，内輪の中鍔幅を広げることで，軸受中央部の空間が拡大し，軸受中央部に多くのグリースを保持することができ，グリース寿命の延長が可能となる．（**図1**，**図2**参照）

図3にＦＥＭ解析例，**図4**にd_{mn}75×10^{4}時のFEM解析結果（径方向変位量）を示す．従来設計の円環部厚さは，ころ長さの約20%～30%であり，高速運転時の保持器剛性が低く変形量も大きい．一方，開発品の円環部厚さは，ころ長さの約30%～40%とした為，高速運転時の保持器剛性が高く変形量も小さい．開発品の変形量は，従来設計の約半分のため開発品は，高速運転時にころとの発熱をより抑えることができる．

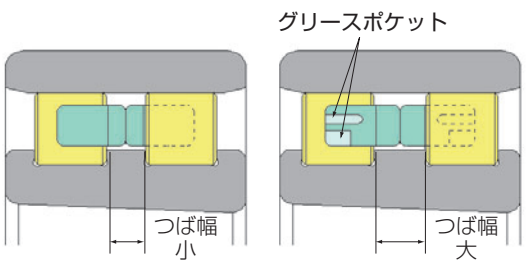


図1　従来品と開発品 HSRT7
Old bearing design and new bearing design
(HSRT7 Type)

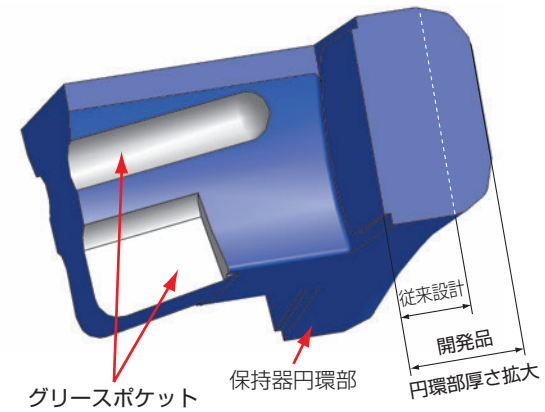


図2　保持器概略図
Drawing of the cage

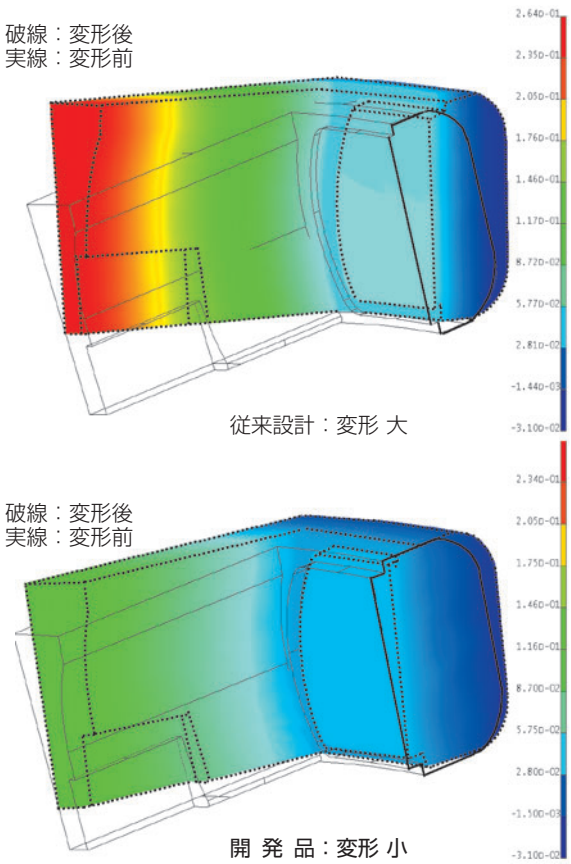


図3　FEM解析例（NN3028K，d_{mn}75×10^4）
FEM analysis of deformation

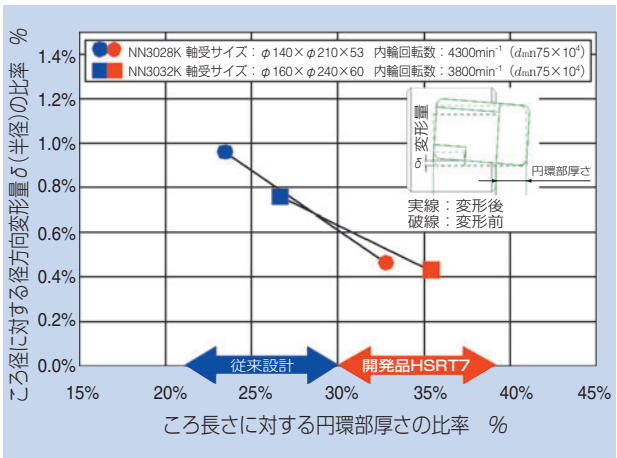


図4　円環部厚さと変形量の関係（FEM解析）
Relation between width of ring and deformation
(FEM analysis of deformation)

3．グリース潤滑試験結果

（1）性能試験

図5に軸受温度上昇（外輪）結果を示す．開発品の外輪温度上昇は，高力黄銅製保持器品より低い．外輪温度上昇が約20℃となる回転速度で比較すると，開発品6500min^{-1}（$d_m n$=114×10^4）に対し，高力黄銅製保持器品4500min^{-1}（$d_m n$=79×10^4）であり，開発品は45%の高速化を達成した．

（2）2000時間連続耐久試験

2000時間耐久試験では開発品2型番（内径φ140，φ160）共に2000時間の連続耐久試験を完了した．（試験条件：回転速度$d_m n$=75×10^4，組込み後ラジアル内部すきま：−5μm，グリース：ウレア系，外筒冷却：室温同調）

試験後の保持器内部の状況は非常に良好であり，保持器柱部グリースポケットにはグリースの残存が確認され，更に継続運転が可能な状態であった．（**写真1**）

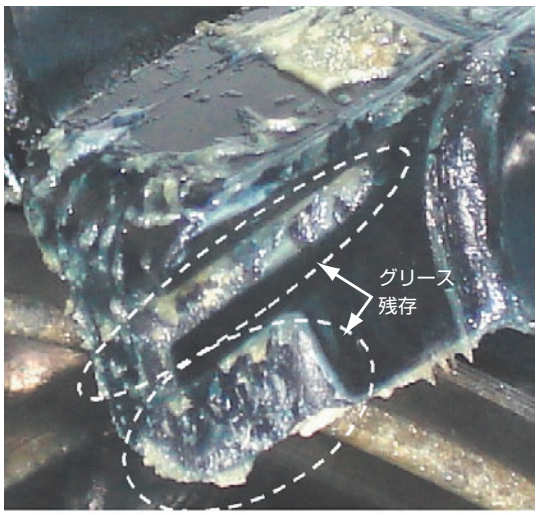
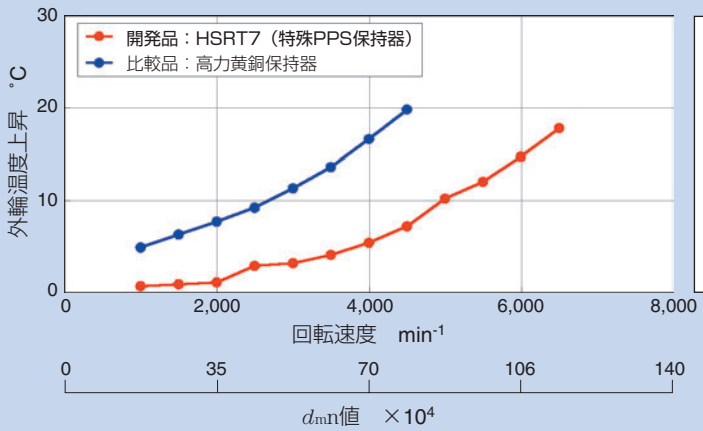


写真1　グリース残存状況（2000時間連続耐久試験後）
Condition of grease in the reservoirs
after 2000 (h) of endurance test



《試験条件》
[開発品 HSRT7（特殊PPS保持器）]
[比較品 高力黄銅製保持器]
・軸受サイズ：NN3028K（φ140×φ210×53）
・回転速度：～6500min^{-1}（$d_m n$=114×10^4）
・組込み後ラジアル内部すきま：−5μm
・グリース：ウレア系
・外筒冷却：室温同調

図5　グリース潤滑性能試験結果
Temperature raise test results at grease lubrication

（3）急加減速試験

図6に急加減速試験条件を示す．急加速，一定運転，急減速，停止のサイクルを繰り返し，実際の使用に近い条件を想定した保持器の10万サイクル耐久性を確認した．試験後に，再度軸受性能試験を実施し温度上昇に異常がないことを確認し，試験後の軸受及び保持器にも異常がないことを確認した．（写真2）

写真2　保持器状況（急加減速試験後）
Condition of cage after 2000 (h) of rapid acceleration and slowdown test

4．まとめ

今回開発したULTAGE複列円筒ころ軸受NN30xx HSRT7はグリース潤滑でd_mn75×10^{4}の連続耐久試験において長寿命を達成した．今後の大型旋盤主軸の高速化の市場要求に貢献できるものと考える．

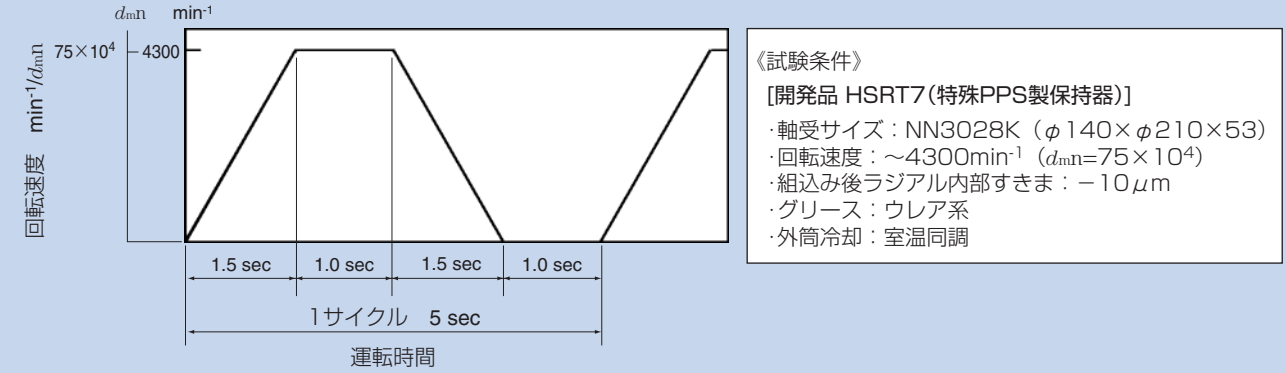
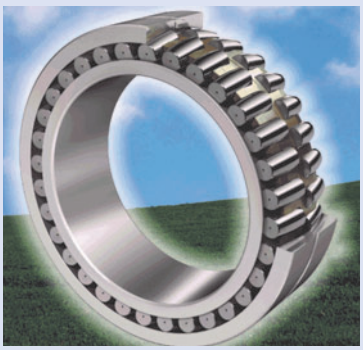


図6　グリース潤滑急加減速試験条件
Rapid acceleration and slowdown test condition at grease lubrication

執筆者近影

山本　直太
産機商品本部
製品設計部

風力発電用軸受の技術動向
Technical Trend of Bearing of Wind Turbine



八木 壮一*　Souich YAGI
二之湯 伸幸**　Nobuyuki NINOYU

自然エネルギーを活用する風力発電は温室効果ガスを排出しないクリーンエネルギーとして，急速に拡大している産業分野である．本稿では，風車の重要な構成部品である軸受について，その特長と技術動向を紹介する．

The wind turbine generating system, which emits no carbon dioxide and utilizes natural energy, is remarkably growing industry. And now it is in the new stage of upsizing and performance enhancement which is represented by the large scale wind farm in the off shore.

This paper is to introduce technical trend and special characteristics of bearings for wind turbines, which are one of the most important components of wind turbines.

1．はじめに

NTNでは風力発電装置（以下風車）に使用されるさまざまな部位の要求特性に合致した軸受を供給している．本稿では風車の主軸受・増速機・発電機等の各軸受について，その特長と課題，技術動向を以下に紹介する．

2．風車の大型化

風車には水平軸，垂直軸等多くの形式があるが，代表的な3枚ブレード（翼）で水平軸プロペラ式の大型風車を紹介する．図1は主流となっている誘導発電タイプのナセル部を示したものである．ブレードで風エネルギーを受け，ロータが回転し，発電機で電気エネルギーに変換する機構である．

風車の発電量はブレードの長さの2乗に比例するため，ブレード材料の進歩と並行してブレードを長くした大型風車が市場に登場している．

図2[1)]に1991年から2007年まで各年に世界で設置された風車の最大出力とロータ直径の推移を示す．

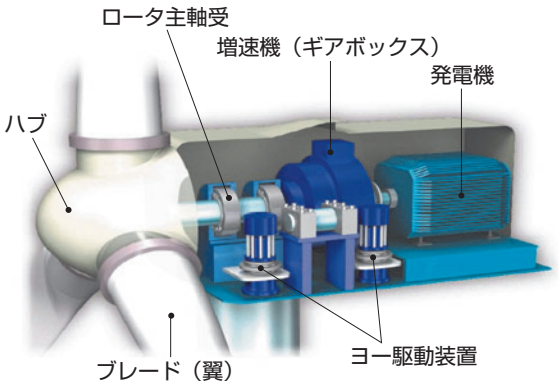


図1　ナセル断面図
Nacelle

最大の風車はロータ直径が126mの5MW機である．

デンマークのコンサルタント会社であるBTM Consult ApSの統計資料では，世界で導入された風車の平均定格出力は2005年1.28MW，2006年1.42MW，2007年には1.49MWと大型化の傾向が顕著となっている．

風車の大型化に伴いロータの回転を支える主軸受の軸受サイズも大きくなっている．図3は風車の定格出力と主軸軸径の関係を示したものである．

*産機商品本部
**産機商品本部　応用設計部

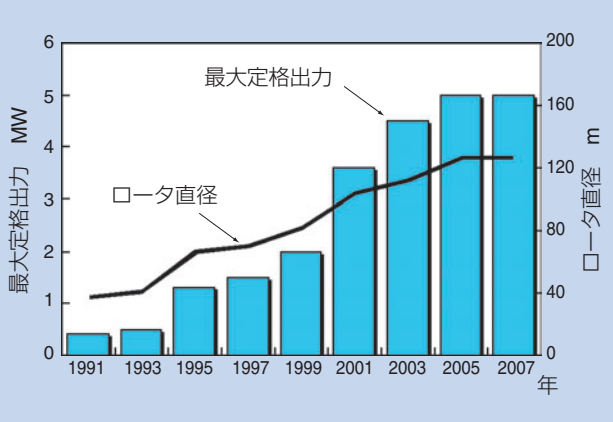


図2　風力発電装置の大型化[1)]
Upsizing of wind turbines

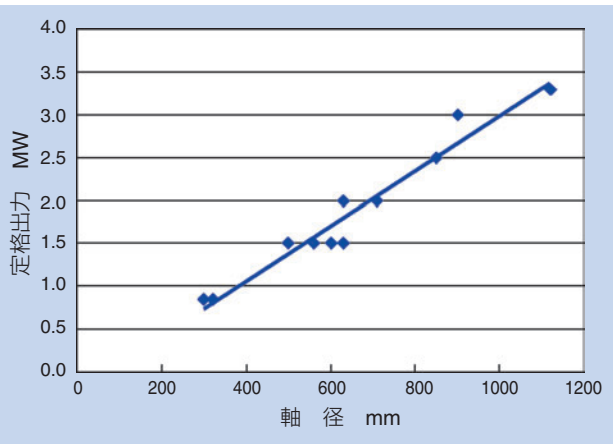


図3　定格出力と主軸軸径
Wind turbine capacity and bearing size

3．主軸受

3．1　主軸受の選定

軸受荷重は，風のエネルギーがブレードを介して作用するが，風車の正常な運転状態と一部の機器故障を想定した条件などを考慮し，国際電気標準会議（IEC）[2)]やドイツ船級協会（GL）[3)]のガイドラインに沿った専用プログラムにより算出され，風車メーカより提示される．

軸受の計算寿命は，ISO，IEC，GL等の国際規格によりガイドラインが設定されており，17万5000時間（20年）以上，安全率（静定格荷重／静等価荷重）2.0以上が基準である．

軸受の計算寿命は下記式にて計算する．

$$L_{nmh} = a_{iso} \times \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

a_{iso}：寿命修正係数
n　：回転速度（min^{-1}）
C　：基本動定格荷重[N]
P　：動等価荷重[N]
p　：玉軸受 p=3　　ころ軸受 p=10/3

軸受の計算寿命に関する規格であるISO281は2007年に改正され，疲労限荷重，潤滑状態，潤滑油の汚染度などを考慮した新たな寿命修正係数a_{iso}が導入されている．これを基に**NTN**では軸系の変位，剛性，軸受内部のすきま，疲労限荷重を考慮した新寿命計算を専用プログラムにて算出しており，より信頼性の高い計算を実施している．

風車に作用する荷重は，風の影響で不規則に変動するため，LDD（Load Duration Distribution）と呼ばれる風の出現分布を100から300の幅に分けた条件で示される．一区切りをBinと呼び，各Binでの計算寿命とその頻度から総合するBin-by-Binの計算により，風速分布に基づく統計的に処理した計算結果が得られる．

図4は主軸受に自動調心ころ軸受を適用し，軸箱と軸受外輪の変形解析を行った例である．軸箱の強度確認と変形による軸受内部すきまの変化，転動体の荷重分布を考慮し軸受の寿命を検討することで，軸受及び軸箱の最適化を図った．更に軸箱や増速機が取り付けられる台座を含めた解析を行い，より信頼性が高い設計仕様としている．

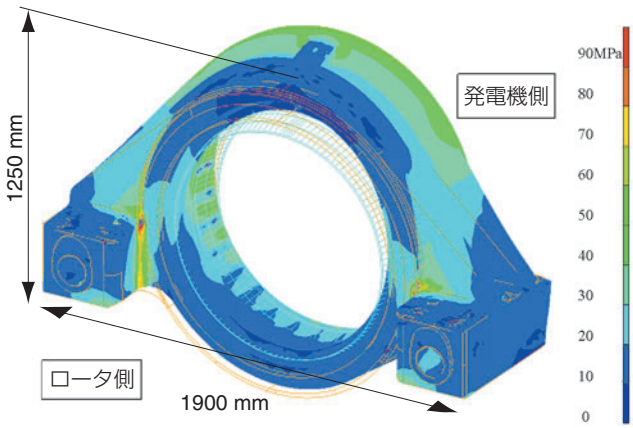


図4　解析例
Analysis example of main bearing

3. 2 主軸構成と軸受の課題

風車における主軸構成は様々な形式が存在するが，代表例として主軸構成事例を3形式に分け**表1**に示す．

＜形式A＞

現在最も多く採用されており，ブレード側に自動調心ころ軸受，リア側は増速機の入力軸軸受（総ころタイプ円筒ころ軸受）の構成である．増速機の入力軸受が風荷重によるアキシアル荷重を受けない設計とするため，主軸受の軸方向移動量は増速機軸受より小さくする必要がある．更に風車の使用温度や軸受と軸のはめあいによる軸受内部すきまのばらつきの影響を少なくし，信頼性を向上する必要がある．

NTNでは主軸受用自動調心ころ軸受の内部すきまを標準内部すきまの公差レンジを縮小した特殊すきまレンジで供給している．

運転中の適正な内部すきまを確保すると同時に軸方向移動量のばらつきを抑え信頼性を高めている．また，**NTN**の自動調心ころ軸受は，風荷重によるナセルフレームの弾性変形による動的撓み，更に主軸と増速機の回転軸の取り付け心違いに起因する起動時の振動発生など，動的及び静的取り付け誤差に対して許容能力の高い設計となっている．

＜形式B＞

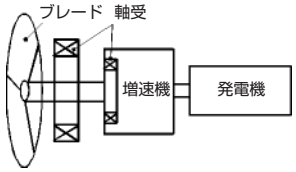
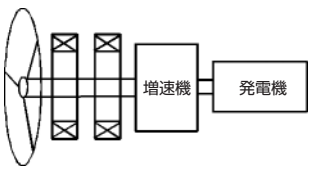
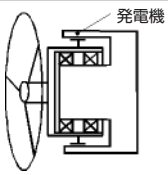
大型化による風荷重の増加を軸受２個で支持する構成である．ブレード側軸受に複列円すいころ軸受を採用した例では，軸受を予圧にて使用することで，アキシアル方向への移動量やロータ遊転時における軸受内部のフレッティングを抑制する働きがあるが，自動調心ころ軸受のように取り付け誤差が取れないため組立精度が求められる．

＜形式C＞

同期発電機タイプで，軸受の外径側に発電ステータを配し，主軸受を外輪回転とした構成である．ロータを軸受2個で支持する形式となっており，この軸受構成ではグリース潤滑の場合，軸受内部にグリースが入りやすくするため，給脂方法や軸受の保持器の形状を特殊構造としている．

円すいころ軸受は軸受の発熱や周辺機器の発熱により内輪と外輪の間に温度差が生じ，軸受の内部すきまが変化する．そのため過大予圧による軸受寿命の低下や過剰な内部すきまによるフレッティングが生じないよう，軸箱や周辺部材の伝熱解析を含めた十分な検討を行う．

表1　主軸構成事例
Construction of the main shaft

	構造図	ブレード側軸受	発電機側軸受	特　長
形式A		SRB	CRB FCCRB （NFV形式）	・増速機付き誘導発電機形式 ・発電機側軸受は増速機の入力軸受を兼用
形式B		SRB TRB DTRB	SRB TRB CRB	・増速機付き誘導発電機形式 ・主軸を2個の軸受で支持
形式C		TRB DTRB	TRB CRB	・増速機なし同期発電機形式 ・外輪回転

SRB：自動調心ころ軸受　　CRB：円筒ころ軸受　　FCCRB：総ころ円筒ころ軸受
TRB：単列円すいころ軸受　　DTRB：複列円すいころ軸受

3. 3 主軸受用自動調心ころ軸受の特長

現在の風車主軸受には自動調心ころ軸受が多く採用されているが，**NTN**の自動調心ころ軸受（**図5**；非対称ころ形式）は内輪の中央に中鍔があり，風荷重が変動しても中鍔でころを確実に案内する設計である．

図6は1.5MW用自動調心ころ軸受240/600B（主要寸法：φ600×φ870×272mm）を風速条件8m/s，16m/sにてトルク解析した結果である．中鍔と異なり案内輪を設置した軸受形式（**図5**；対称ころ形式）との比較において，**NTN**形式はいずれの条件でも低トルクであり，風速に左右されず，また解析によりころのチルト，スキューが小さく安定した案内形式であることが確認できた．低トルクであることから，**NTN**形式は案内輪付き対称ころの形式に比べ低発熱となる．風車においては風によるアキシアル荷重を主軸受が支持する必要があり，**NTN**形式は安定した低トルク，低発熱での運転が可能である．

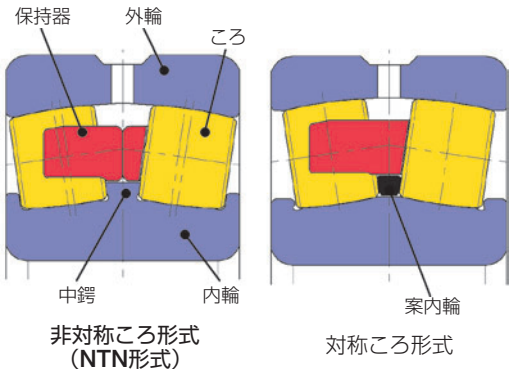


図5 自動調心ころ軸受
Spherical roller bearing

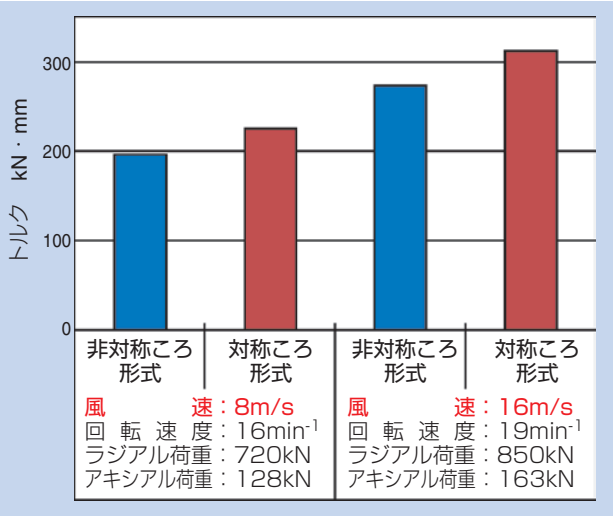


図6 風速と軸受トルク（240/600B）
Torque of the bearing and wind velocity

4. 増速機

増速機はロータの回転速度10～30min^{-1}を歯車増速機構により誘導発電機に必要な回転速度（一般に1200～1800min^{-1}）まで増速する装置である．

増速機は風車の中でも重要な部位であり，過去よりその規格化が検討されている．現在のガイドラインは米国歯車製造者協会（AGMA）[4] により示されているが，最近では国際規格化の流れより，IECとISOの合同ワーキンググループにより新たな規格策定が進められている．以下に増速機に使用される軸受について紹介する．

代表的な増速機の構造を**図7**に示す．ロータの回転（入力軸）は遊星軸のキャリアを駆動し，低速軸，中間軸，高速軸へと伝えられ速度を上げ出力される．**表2**に各部位に使用される軸受を示す．

近年では風車の大型化により入力トルクが大きくな

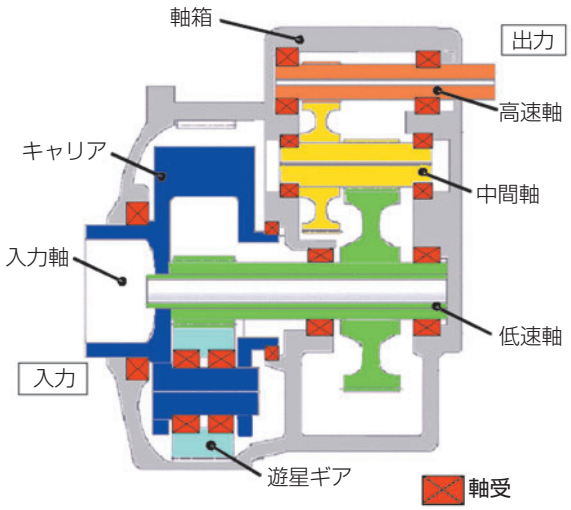


図7 増速機の構造
Construction of the gearbox

表2 増速機使用軸受形式[4]
Bearing type for gearbox

部 位	軸受形式	
高速軸	固定側	SRB，CRB，TRB，BB，4PCRB
	自由側	SRB，CRB，BB
中間軸	固定側	SRB，CRB，TRB，4PCRB
	自由側	SRB，CRB
低速軸	固定側	SRB，TRB
	自由側	SRB，CRB，FCCRB
遊星ギア	SRB，CRB，FCCRB，TRB	
キャリア	FCCRB，SRB，TRB	

SRB:自動調心ころ軸受　CRB:円筒ころ軸受　FCCRB：総ころ円筒ころ軸受
TRB：円すいころ軸受　BB：深溝玉軸受　4PCBB：4点接触玉軸受

り，同時にキャリア軸受，遊星部の大型化が進んでいる．一方で軽量化の観点から遊星軸受は外輪を省きギア内径面を軌道面とする例や2段遊星タイプもある．

4. 1 増速機軸受の選定

軸受の選定に当っては，各部位の軸受内部の接触応力と要求寿命が規定されており，表3に示す．

特に遊星ギア用軸受は円筒ころ軸受などが2列並列で使用されるが，サンギアとリングギアが噛合うために生じる遊星ギアの変形を考慮し検討を行う．

以下に1.5MW用増速機の遊星ギアにおいて，複列円筒ころ軸受を2個並列に配列し，ギアと軸受の変形及び各列の負荷分布を考慮して検討した例を示す．図8に最大トルク条件における歯車及び軸受の変形解析を，図9に変形による軸受4列各列の転動体荷重分布を示す．

表3　接触応力と要求寿命[4)]
Maximum contact stress and required life

部　位	最大接触応力（MPa）	要求寿命 L_{10}（時間）
高速軸	1300	30,000
中間軸	1650	40,000
低速軸	1650	80,000
遊星ギア	1450	100,000
キャリア	指定せず	100,000

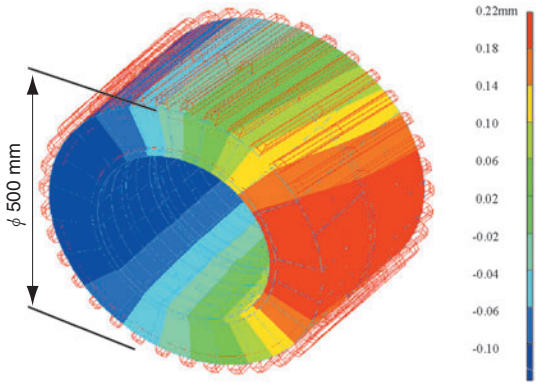


図8　遊星ギア解析例
Analysis example of planet gear

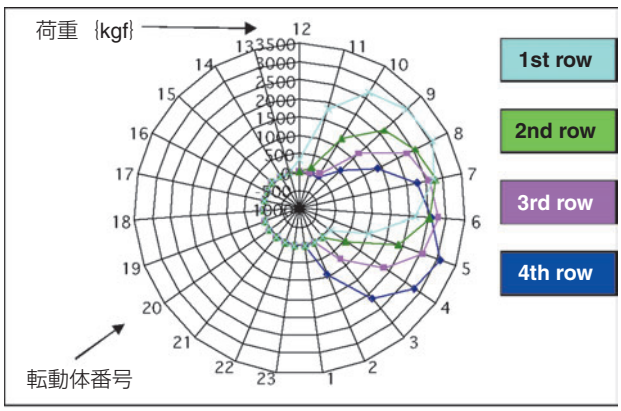


図9　4列各列の転動体荷重分布
Load distribution of each 4-row

4. 2 増速機軸受の課題

増速機には高い信頼性と軽量化，小型化が求められる．特に遊星軸受や中・高速軸の支持軸受では，アキシアル荷重とラジアル荷重の複合荷重が作用することにより軸受寿命に影響する．低速軸の軸受に比較し，この部位には高い負荷能力と高速性を合わせ持つ軸受が必要である．

NTNでは，この問題を解決するため高負荷容量で且つ高速軸に適合できる新型のセパレータを有する新商品[5)]（図10）を開発した．開発品はころのサイズと本数を最適化し，軸受の寸法を変更することなく従来の保持器付き軸受の1.5倍以上の定格寿命を実現したものである．また，セパレータによりころ同士が接触しないため，総ころ軸受の欠点である高速性能を克服し，保持器付き軸受と同等の許容回転速度を実現した．図11は開発品と従来品（保持器付，総ころ）の構造を比較したものである．

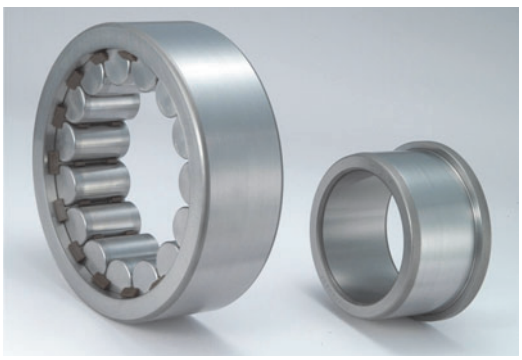


図10　高負荷容量円筒ころ軸受[5)]
High load capacity cylindrical roller bearings

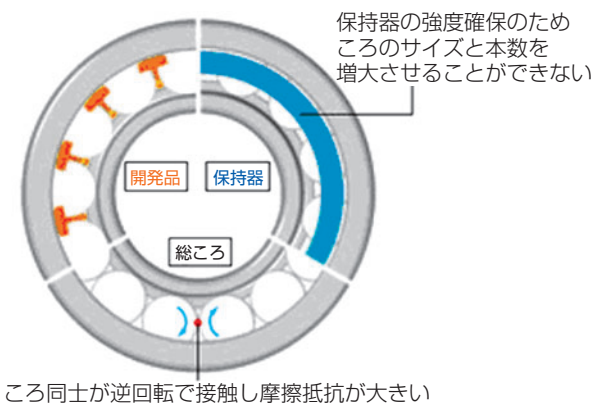


図11　開発品と従来品の構造比較[5)]
Comparison of structure

5．発電機用軸受

発電機には通常深溝玉軸受が回転子を支持するよう配列されており，グリース潤滑で使用される．1.5MWクラスでは軸径が150mmを超える．

発電機に使用する軸受では，電食を防止することが必要である．電食とは，軸受周辺から軸受内部に電流が通過し，転動体と軌道面の接触面にスパーク現象が発生し，軸受の軌道面及び転動面に生じる損傷である．電食が進展した場合には横縞模様（図12）が生じ，振動を引起し軸受として機能しなくなる．

ここでは電食防止のため，軸受外輪の外径部から側面に特殊セラミックスを溶射した軸受（図13）を紹介する．セラミックス溶射を用いた絶縁軸受は抵抗値100MΩ以上で，絶縁破壊電圧2kV以上の絶縁性能を持つ．図14に絶縁軸受の断面図を示す．

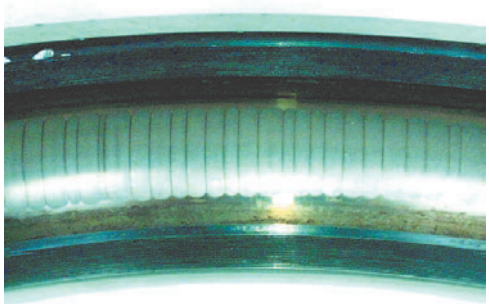


図12　電食破損事例写真
Example of electrical pitting

図13　セラミックス絶縁軸受
Insulated bearing

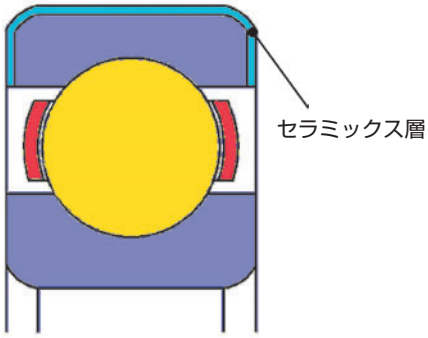


図14　セラミックス絶縁軸受断面図
Schematic of insulated bearing

6．ヨー駆動装置用軸受

ヨー駆動装置はナセルを回転させ，ロータを風の方向に向かせるためのものである．駆動にはモータと減速比の大きい減速機を組み合わせた駆動装置が設置される．ヨー運動の回転部には4点接触の玉軸受やすべり軸受が使用され，ナセル及びロータの全質量と風荷重が負荷される．減速機は小型で大きなトルク伝達が要求されるため，軸受に必要とされる特性として，低断面設計，ピニオンギアからのモーメント荷重に対する高剛性が要求される．

減速機の主軸に使用されるアンギュラ玉軸受は内輪及び外輪の軌道面の溝深さを深くする事で，アキシアル負荷能力を上げた特殊設計となっている．図15に駆動減速機用特殊アンギュラ玉軸受の断面を示す．標準品に比べ高い許容アキシアル荷重を確保している．

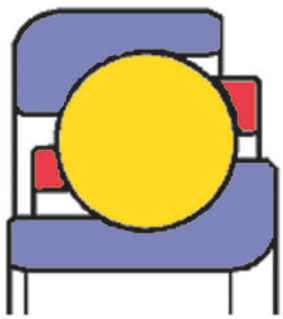


図15　アンギュラ玉軸受断面図
Schematic of angular contact ball bearing

7．技術動向

＜軽量化＞

ナセルの軽量化は必要強度を維持しタワーの肉厚を薄肉化できるため，風車の施工建設費や輸送費などのコスト削減が可能となる．軸受関連の軽量化設計例を以下に紹介する．

1）主軸構成の変更（主軸レスや主軸の中空化，軸箱の軽量設計等），

2）増速機の2段遊星化とヘリカルギアによる増速機の小型・軽量化（特に2MW機以上に適用）

発電機の高性能化，小型化によって新しい主軸構成も登場している．例えば，同期発電機に遊星１段の増速機構を設けたハイブリッド方式を採用し，性能と軽量化の両立を狙った風車設計も登場した．

また，低風速域の発電機効率改善のため発電機を複数台設置し，運転台数の増減にて出力を調整するシステムを持った風車もあり，主軸受には大型円すいころ軸受が使用されている．

＜長寿命化＞

主軸受や増速機軸受では，負荷容量の最大設計が肝要であり，発電機軸受では電食対策が長寿命化のポイントである．

陸上に比べ風況の優れる洋上への関心が高まっているが，特に大陸棚を有しない我が国では浮体式洋上風車の開発に期待が集まっている．浮体式洋上風車の軸受には風荷重に加え浮体動揺による荷重が負荷することになるため，現行の陸上風車用軸受よりも大きな基本定格荷重となる軸受が必要である．

風車の設計としては，風荷重の低減設計による軸受や風車の長寿命化が図られている．風車ブレーキ時のトルク変動の影響や台風時の極値風も考慮し，これら風荷重の影響を最小化する目的でアップウインドからダウンウィンドに切替える新機構や常時ダウンウィンド型の採用など新型風車が登場している．

長寿命化を達成するためには使用環境の考慮も必要である．主軸受には落雷による軌道面のダメージやシール部からの海水浸入など荷重による疲労寿命の他にも問題が発生する危険があることから，保全技術の向上と万一トラブルが発生した場合の交換作業性の良い軸受設計が求められる．

ウインドファームの巨大化により風車夫々の運転情報の正確な把握とトラブルの早期発見，異常検知装置によるウインドファームの監視の必要性も一層拡大するものと考える．

8．おわりに

クリーンエネルギーである風力発電は年々拡大している．今後更に設置が期待される洋上や厳しい自然環境に耐え得る信頼性の高い長寿命の製品が必要とされている．

軸受についてもこれまでの基準どおりの設計だけでなく，風車に適用した専用設計の要求が高まっている．

NTNは製品開発と製品の安定供給を通じて地球の温暖化防止策の一つである新エネルギー風力発電の発展に貢献していきたい．

参考文献

1）平成19年度 第二回風力発電システム技術講習会資料：日本風力エネルギー協会

2）IEC 614000-1: Wind Turbines - Part1:Design requirements, edition 3,2005

3）Germanischer Lloyd:Guideline for the Certification of Wind Turbines Edition 2003.

4）ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03:Standard for Design and Specification of Gearboxs for Wind Turbines.

5）小津琢也：高負荷容量円筒ころ軸受，NTN TECHNICAL REVIEW No.74（2006）

執筆者近影

八木　壮一
産機商品本部

二之湯　伸幸
産機商品本部
応用設計部

建設機械向けセンサユニットの紹介
NTN Sensor Units for Construction Machine

糸見 正二* Shoji ITOMI
伊藤 浩義* Hiroyoshi ITO

現在の建設機械には多くの電気制御が用いられ，今後も更に多くの高度な電気制御が使われると考えられる．
NTNは建設機械向けに各種のセンサユニットを供給しており，電気制御による作業の高精度化，効率化およびメンテナンス性の向上をサポートしている．
本書ではNTNが開発したセンサユニット4種類について紹介する．

Recent construction machines use a lot of electronic controls, and it is expected that a greater variety and more advanced technology of these controls will be used on construction machines in the near future.
NTN currently supplies a wide variety of sensor units for construction machine applications that support operation accuracy, efficiency and ease of maintenance.
This report introduces 4 types of sensor units that NTN has developed.

まえがき

NTNは精密軸受で培われた加工技術をベースにした各種センサユニットの開発を行っており，これらのセンサユニットは建設機械作業の高精度化，効率化およびメンテナンス性の向上のために商品化され表1に示す箇所に使用されている．

ここではこれら4種類のセンサユニットについて紹介する．

表1 NTNセンサユニット
NTN sensor units

NTNセンサ	測定対象
角度センサユニット	油圧ショベルのブーム・アームおよびホイールローダアーム等の作動角検出
回転センサ付軸受	駆動用油圧モータおよび電気モータの回転速度検出
高分解能回転センサ付軸受	駆動用油圧モータおよび電気モータの高性能回転速度検出
磁気式鉄粉センサユニット	エンジン，ミッションオイルおよびアクスルオイル中の鉄粉量検出

1．角度センサユニット

建設機械用角度センサユニットはブーム・アームなど関節部の作動角度を検出し，バケットの位置をモニタし，その検出角度からバケット位置を制御して正確な掘り起こし作業を行っている．

NTNは1993年に以下の項目を特長として建設機械用角度センサユニットを開発し商品化している．

1. 耐振動・耐衝撃性に優れる
2. 適切な信号精度がある
3. 耐環境性に優れる（耐温度変化，耐水性，耐塵性）
4. 十分な耐久性をもつ

1．1 構造と特長

建設機械用角度センサユニットの製品仕様を表2に示す．

表2の従来品は1993年以前のものであり，ニードル軸受で支持された軸と市販のポテンショメータの回転軸とをカップリングで連結した構造である．

*産機商品本部 応用設計部

本仕様のデメリットは以下が挙げられる．

①ニードル軸受で軸を支持する構造のために軸方向荷重が受けられない．

②市販のポテンショメータの回転軸は簡単なすべり軸受で支持されているため，すべり軸受の初期すきまおよび摩耗によるすきまの増加によりブラシに必要以上の荷重が加わる構造であり，建設機械に搭載され大きな振動・衝撃が加わるとブラシは変形を繰り返すため折損が懸念される．

③2つの軸をカップリングで連結しているため，このバックラッシで作動角に対するポテンショメータ出力の応答遅れが避けられない．

表2の現行品は**NTN**が現在量産している構造である（**写真1**）．

ポテンショメータのブラシを軸に直接取り付けることによりバックラッシを無くし，さらに軸を予圧された玉軸受で支持することにより軸受の軸方向すきまを無くし，軸受剛性を高めた構造とすることで荷重，振動・衝撃による軸の変位量を小さくすることが可能となった．その結果，作動角に対するセンサの応答性が向上するとともに，ブラシ圧の変動量が小さくなり，ブラシの折損や出力信号の精度劣化を防止することができた．

角度センサユニットのハウジングは強度を得るために鋳物製とし，軸はオイルシールにより外部からの水や塵埃の侵入を防止している．また，ユニット下部のプレートとハウジングの間にはOリングを入れて水の浸入を防止している．

表2の開発品は2007年に**NTN**が開発した非接触式角度センサユニットの仕様である（**写真2**）．

磁気センサと磁石の組み合わせで回転角度検出を行っており，ブラシに代わり磁石を軸に直接取り付け，現行品と同様に軸を予圧された2つの玉軸受で支持する構造とすることで軸受剛性を確保している．

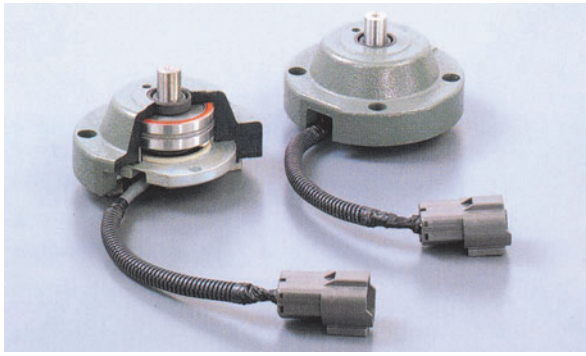


写真1　**NTN**角度センサユニット（アナログ出力）
NTN angle sensor unit (Analog type)

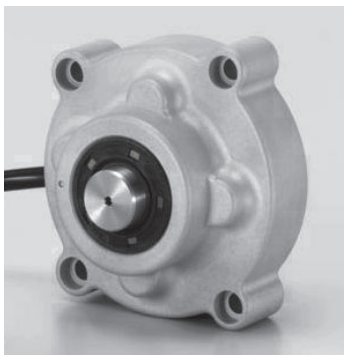
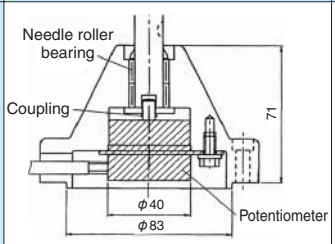
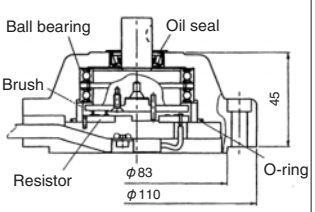
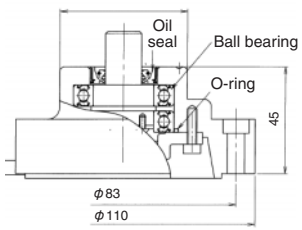


写真2　**NTN**角度センサユニット（デジタル出力）
NTN angle sensor unit (Digital type)

表2　角度センサ製品仕様
Specifications of angle sensor units

	従来品	現行品（NTN ）	開発品（NTN）
構　造			
センサ形式	ポテンショメータ（接触）	ポテンショメータ（接触）	磁気センサ（非接触）
出力信号	アナログ	アナログ	アナログまたはデジタル
軸の許容荷重	アキシアル荷重は受けられない	Fr：1kN，Fa：1kN	Fr：1kN，Fa：1kN
信号精度 *(単独直線性)	2%以下	0.5%以下	0.5%以下

＊：軸の回転角に対する出力信号の直線性

本センサの特長を次に示す．

①センサが非接触のために長期使用によるブラシ・基板の摩耗による寿命と精度劣化がなく，さらにブラシ折損のトラブルを回避できる．

②出力信号はアナログ式，デジタル式（PWMまたはシリアルプロトコル）のどちらでも選択が可能である．

③最大360°まで回転角の検出が可能である．

NTNではこの非接触式角度センサユニットを次世代角度センサユニットと位置付け，今後油圧ショベル，ホイールローダなどに広く展開する．

1．2　応用例

油圧ショベルに搭載されバケットの位置をモニタすることにより，安全・正確な掘削作業をすることができる．(**図1**)

また，今までオペレータの技量に頼っていたのり面掘削などの複雑な作業をバケット位置の制御により容易にできるようになる．

さらに出力をデジタル信号とすることによりノイズの影響によるバケット位置の誤差を抑え，より精度の高い掘削作業が可能である．

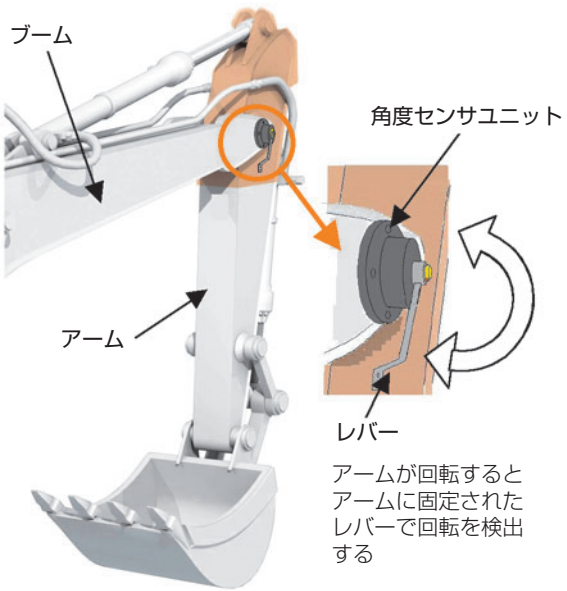


図1　角度センサユニットの取付け
The example of attachment of an angle sensor

2．回転センサ付軸受

回転センサは，AC／DCサーボモータや油圧モータなどの回転速度制御に使用されている．

特に，バッテリ式フォークリフトの駆動用AC／DCサーボモータには，これまで磁気式ギヤ速度センサなどが多く採用されてきたが，最近では，深溝玉軸受と回転センサをユニット化した，回転センサ付軸受が普及しつつある．

建設機械においても，排ガス規制の影響や燃費向上のために，電気モータとディーゼルエンジンを組み合わせた，ハイブリッドエンジンの開発が進められていることから，今後，電気モータの需要増加に伴い，回転センサ付軸受のニーズが高まることが予想される．

2．1　構造と特長

回転センサ付軸受は，深溝玉軸受の内輪側に，円周方向にN極とS極が交互に着磁された磁気パルサーリング（多極永久磁石）を固定し，外輪側に，ホールIC*などの磁気センサを固定した構造（**図2**及び**写真3**参照）である．磁気パルサーリングが内輪とともに回転

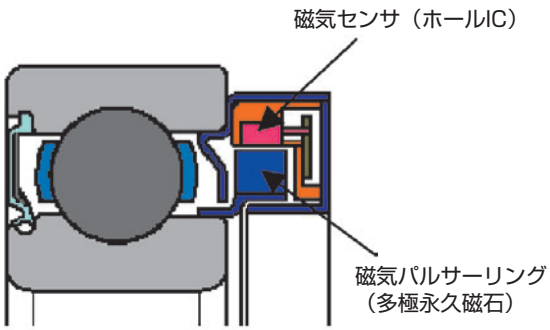


図2　回転センサ付軸受の断面
Sectional view of integrated sensor bearin

写真3　回転センサ付軸受カットモデル
Cut model of integrated sensor bearing

し軸受外輪側に固定された磁気センサの近傍を通過すると，磁気センサは，磁気パルサーリングの磁界の変化（例えば，N極からS極への変化）を検出し，回転速度に対応したパルス状の電気信号(電圧のHigh及びLowの繰り返し)を出力する．(図3参照）この周期を演算すれば，回転速度を求めることが可能である．

なお，電圧のHigh及びLowの繰り返し信号の数は，磁気パルサーリングの磁極（N極及びS極）の数に対応するため，磁極の数が多いほど，1回転あたりの電圧のHigh及びLowの繰り返し信号の数（パルス数）が多くなり，より正確な回転速度制御を行なうことができる．

また，回転方向を判別するために，磁気センサはA相出力用とB相出力用として2個用いられ，各々から出力される電気信号の位相が，相対的に90度ずれる（図3参照）ように固定される．これらの電気信号の立ち上がりのタイミングを検出すれば，回転方向を判別することが可能である．

なお，軸受と回転センサを一体化することにより，従来の回転センサに比べて次のような特長がある．

①センサギャップの調整や芯出し調整が不要なため，機器への組み込みが容易である．
②軸受と回転センサが一体であるため，軸方向のスペースが短縮できる．
③磁気センサを使用しているため，結露などの外部環境に強い．

ホールIC*：出力トランジスタを内蔵したホールセンサ

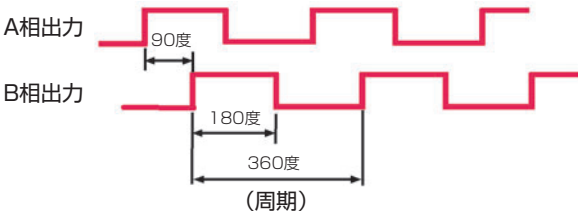


図3　センサ出力信号
Output signal of sensor

2. 2　応用例

一例として，バッテリ式フォークリフトの走行モータに，回転センサ付軸受を応用した例を紹介する．この走行用サーボモータの制御システムを図4に示し，サーボモータに組み込んだ状態を図5に示す．

制御の流れとしては，運転者が踏み込むアクセルペダルに対応した，電気信号がモータ制御器に送られ，その後，モータ制御器から回転速度を制御する指令の電気信号が，サーボモータに送られる．一方，サーボモータに取り付けられた回転センサが，常に正確に，且つ応答性良くモータ軸の回転速度を検出し，モータ制御器に電気信号を送る．モータ制御器は，アクセルペダルから送られてくる電気信号と，回転センサから送られてくる電気信号とを比較して，サーボモータの回転速度をコントロールする．

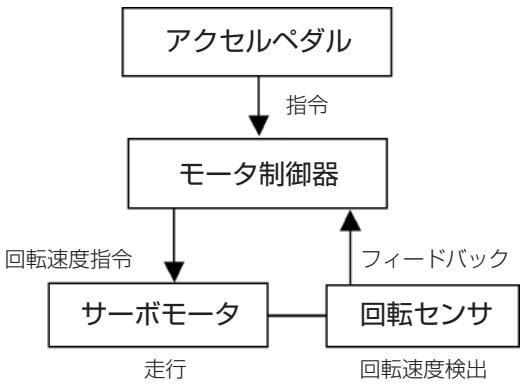


図4　サーボモータの制御システム
Servo system of servo motor

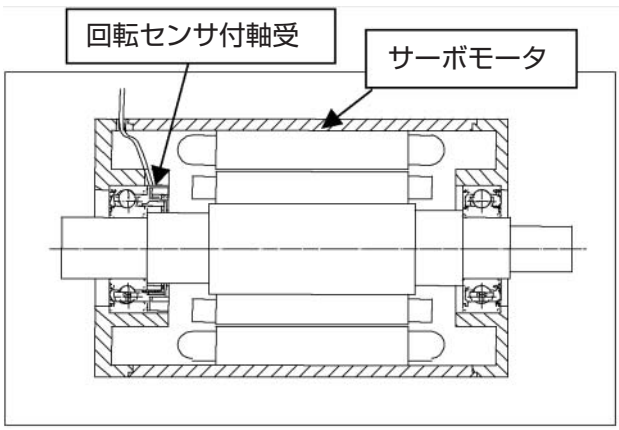


図5　サーボモータの断面
Sectional view of servo motor

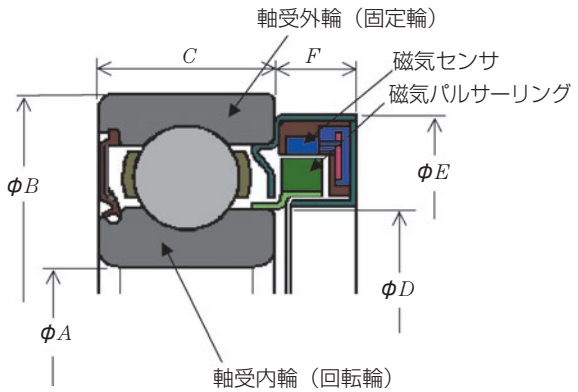
2. 3 NTN回転センサ付軸受のシリーズ

NTNの回転センサ付軸受標準タイプは，表3に示すとおりである．

なお，標準タイプの他に，高トルクモータの様に大きな磁界が発生する電気モータなどに組み込んでも，誤動作しにくい磁界強化タイプや，150℃などの高温で使用することが可能な，高温タイプも対応可能である．

表3　回転センサ付軸受標準タイプの仕様
Specification of standard type of integrated sensor bearing

		軸受型番				
		6202	6204	6206	6208	6209
出力パルス数		32	48	64	80	80
軸　受	ϕA	15	20	30	40	45
	ϕB	35	47	62	80	85
	C	11	14	16	18	19
センサ部	ϕD	18	29.5	40.6	53	57.3
	ϕE	32	46.6	58	75	77
	F	7.5				



3．高分解能回転センサ付軸受

NTNグループ会社であるSNR社が開発した磁気センサを使用して，回転検出分解能を従来品に比べ最大40倍に高めた『高分解能回転センサ付軸受』を開発した．

本センサ素子は，IC上に磁気センサを複数個配置し，各磁気センサから出力された電気信号を適宜処理することで，高分解能化を図っている．

また，従来品で蓄積したセンサの実装技術を活かすことにより，コンパクトな寸法を可能としている．

図6に深溝玉軸受6202（内径φ15mm，外径φ35mm）の断面を示す．センサ部の内径寸法と外径寸法は，従来品の深溝玉軸受6202と同じ寸法であるが，1回転当りの出力パルス数の最大は，従来品の32パルスに対して40倍の1280パルスが可能である．（図7参照）

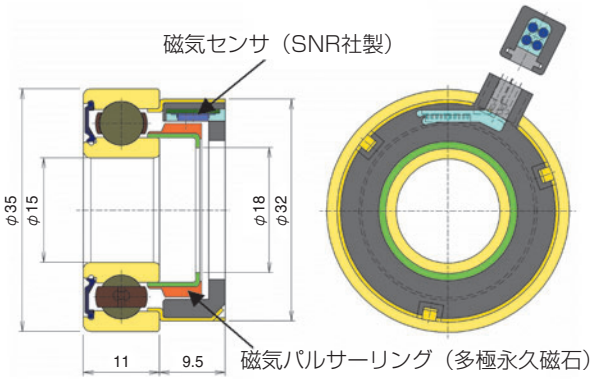


図6　高分解能回転センサ付軸受の断面
Sectional view of integrated high resolution sensor bearing

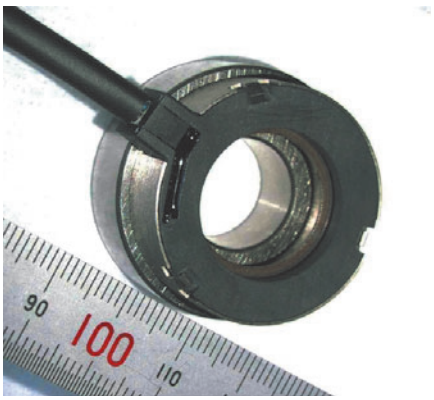


写真4　高分解能回転センサ付軸受の外観
External view of integrated high resolution sensor bearing

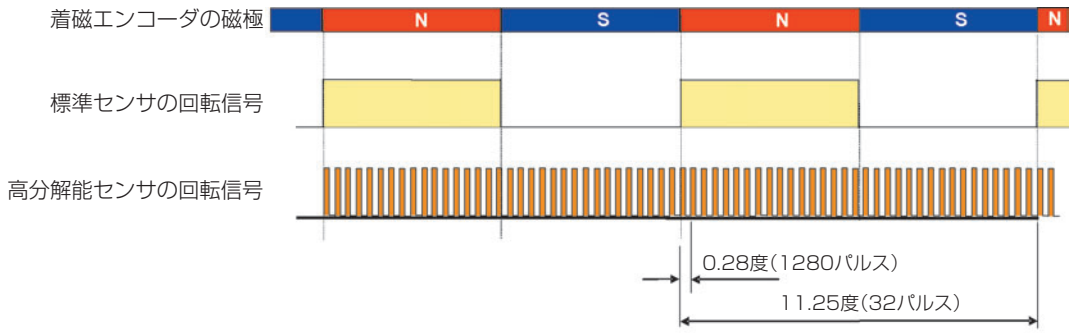


図7　標準センサと高分解能センサの回転信号の比較
Comparison of rotational signal of standard sensor and high resolution sensor

なお，高分解能回転センサ付軸受には，次のような特長がある．

①従来の回転センサ付軸受に比べて，きめ細かな回転速度制御が可能である．
②磁気式であるため，光学式回転センサでは使用が困難な，ミストやダストが発生する環境下でも影響を受けず，光学式回転センサに匹敵する分解能である．

4．磁気式鉄粉センサユニット

NTNではミッションやアクスル部の作動による鉄の摩耗粉の量を6段階で検出できる磁気式鉄粉センサユニットを開発した（**写真5**）．建設機械，鉱山機械は24時間使用されるものもあり，本センサを使用して適時メンテナンスを行うことで作業効率を向上することができる．

4．1　構造と特長

磁気式鉄粉センサユニットの構造を**図8**に示す．

内側に磁石を内蔵した電極と，その周囲に配置した6本の棒状電極で構成されており，これらの間に鉄粉が付着し電極間の電気抵抗が一定値以下になると信号を出力する．信号出力は付着する鉄粉の量により6段階に切り替わる．即ち，本線センサはオイル中の鉄粉を吸着し，その吸着量に応じた信号を出力することでオイル中の鉄粉量を検出することができる．

出力の例と鉄粉の付着状況写真を**図9**に示す．

4．2　応用例

磁気式鉄粉センサユニットは，オイルパン等の容器にセンサ部を固定する固定タイプと（**写真5**），取り

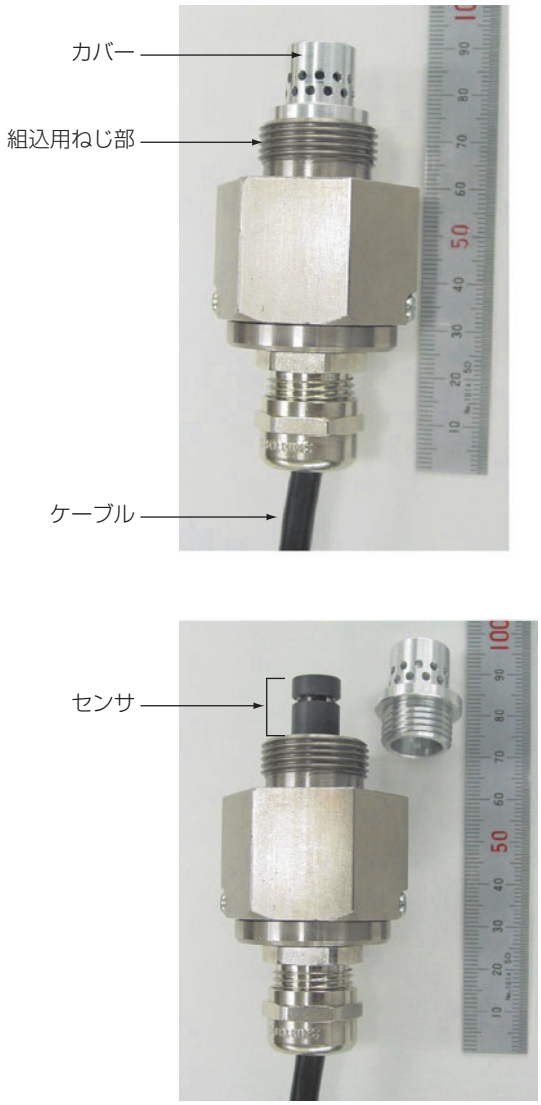


写真5　磁気式鉄粉センサ　固定タイプ
Iron particle sensor (fixed type)

付け部とセンサ部とを別体で構成し，オイルが漏れることなくセンサ部を着脱できるようにした着脱タイプ（**写真6**）の2種類を開発している．

着脱タイプは，センサ部の鉄粉の付着量がセンサ信号と目視の両方で確認可能であり，摩耗粉の大きさなども実際に見て確認することができる．**図10**に着脱タイプの組み込み想定図を示す．

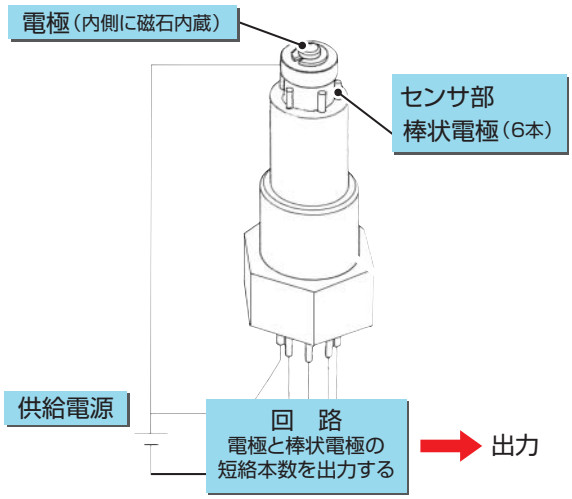


図8　構造
Structure

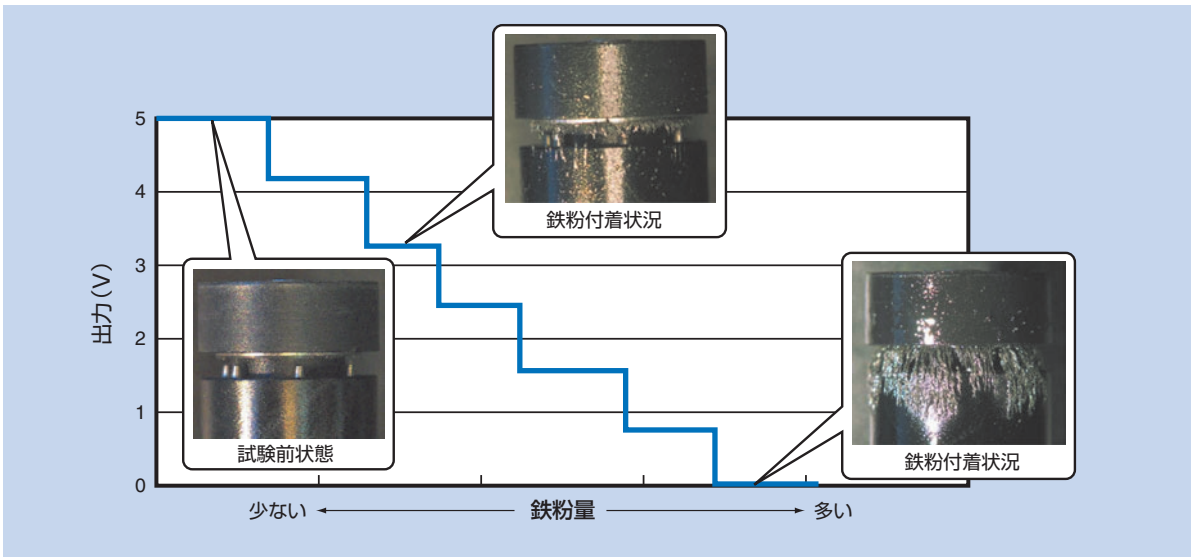


図9　出力信号と鉄粉付着状況
Output signal and condition of iron particle

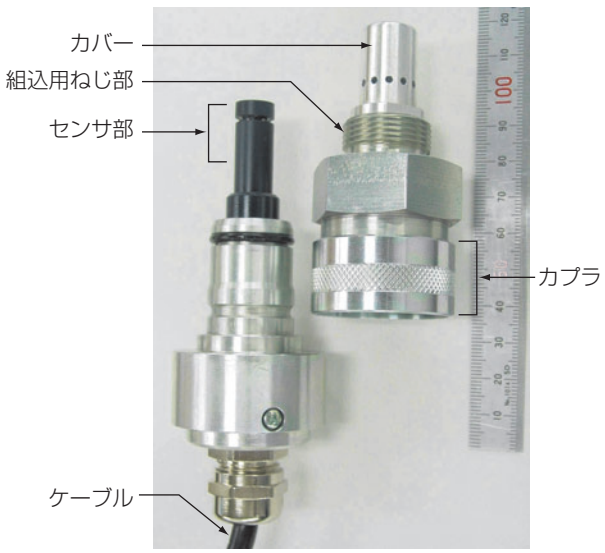


写真6　着脱タイプ
Coupler type

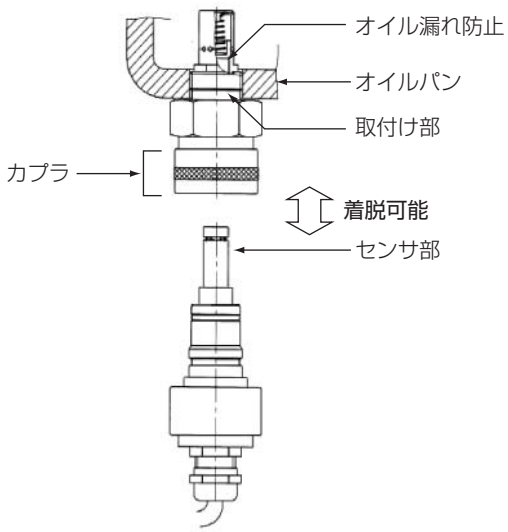


図10　着脱タイプの組込み構想図
Schematic view of coupler type

5. おわりに

本稿では**NTN**のセンサユニット4種類について紹介した.

今後の建設機械は作業の高精度化，効率化およびメンテナンス性の向上のために電気的な制御がさらに多く使われると考えられるので，それに対応できるよう**NTN**では既存のセンサユニットの性能向上と新型センサユニットの開発をさらに進めていく.

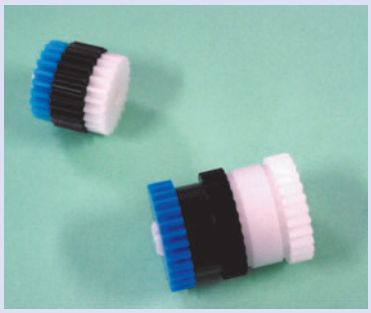
執筆者近影

糸見　正二
産機商品本部
応用設計部

伊東　浩義
産機商品本部
応用設計部

事務機用反転ユニット
Direction Change Unit for Office Equipment

真 岩　勉*　Tsutomu MAIWA



複写機・プリンタは，環境対策として両面印刷対応化が進み，紙送りローラを正逆回転させることで紙を裏返す反転機構が使用されている．今回，正逆回転する専用モータを使用せず，他の駆動部の一方向回転を利用して機械的に紙送りローラの正逆回転が可能な，『事務機用反転ユニット』を開発した．
この製品の構造および機能について紹介する．

Duplex printing is widely used in recent copy machines and printers as a part of environmental measures. Those copy machines and printers generally use reversal mechanisms to reverse paper by using forward and reverse rotation of the paper feed roller.

NTN has developed “Direction Change Unit for Office Equipment” without using an electric motor for forward and reverse rotation. This new unit only uses one-way rotation, which is created by another drive system.

This report introduces the structure and function of this product.

1．まえがき

複写機・プリンタは環境対策の一環として，紙の使用量が削減できる両面印刷機構を採用した機種の商品化が進んでいる．両面印刷するためには，用紙を反転させる反転機構が新たに必要となり，一般的な機構は表面に印刷後，紙送りローラの駆動モータを逆回転させることにより紙をスイッチバックさせて，裏面に印刷する機構が用いられている．

NTNでは，省エネ化・低コスト化のために反転機構部の専用モータをなくし，定着部駆動用などの駆動モータを利用して機械的に回転方向の切り替えができる事務機用反転ユニットを開発した．

なお，反転ユニットの種類には，入力方式の違いにより2入力1出力タイプ（以下2入力反転ユニット）と1入力1出力タイプ（以下1入力反転ユニット）の2種類（表1）がある．

2．2入力反転ユニットの解説

2. 1　動作説明

1）第１入力歯車正回転時

第1入力歯車を正方向に回転させると，ばねクラッチが第1入力歯車にロックし，ばねクラッチと連結した出力歯車を正回転させる．このとき，第2逆入力歯車は正転方向に共回りする（図1）．

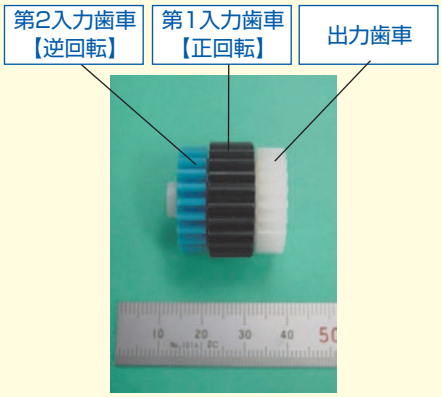
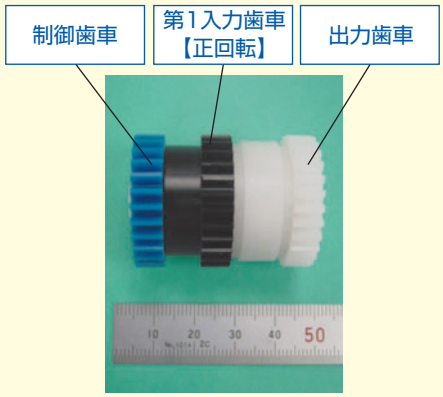
2）第2入力歯車逆回転時

第2入力歯車を逆方向に回転させると，第2入力歯車はばねクラッチのロック解除フックに当たり，ばねクラッチを縮径させることで，ばねクラッチのロックが解除され第1入力歯車から出力歯車への駆動力伝達を遮断する．

さらに第2入力歯車が回転すると，ばねクラッチを縮径・ロック解除させながら出力歯車と当たり，出力歯車を逆方向に回転させる（図2）．

*産機商品本部　応用設計部

表1　反転ユニットの概要
Summary　of　Direction change unit

	2入力反転ユニット（2入力1出力タイプ）	1入力反転ユニット（1入力1出力タイプ）
外観		
寸法	歯車外径Φ26×全長28mm	歯車外径Φ30×全長44mm
特徴	本方式は第1入力歯車，出力歯車，第2入力歯車の3つの歯車で構成されている． 第1入力歯車が正方向に回転すると，出力歯車も第1入力歯車と同じ方向に回転する【正回転】． 次に，第2入力歯車が逆方向に回転すると，第1入力歯車の回転方向に関係なく出力歯車を第2入力歯車と同じ方向に回転することができる【逆回転】．	本方式は（第1）入力歯車，出力歯車，そして制御歯車の3つの歯車で構成されている． 制御歯車をフリーにして入力歯車を正方向に回転すると，出力歯車と同じ方向に回転する【正回転】． 一方，制御歯車に制動を与え回転を止める（ロック状態）と出力歯車は逆方向に回転する【逆回転】． なお，制御歯車の制動に関してはソレノイドや電磁クラッチなどで行う．

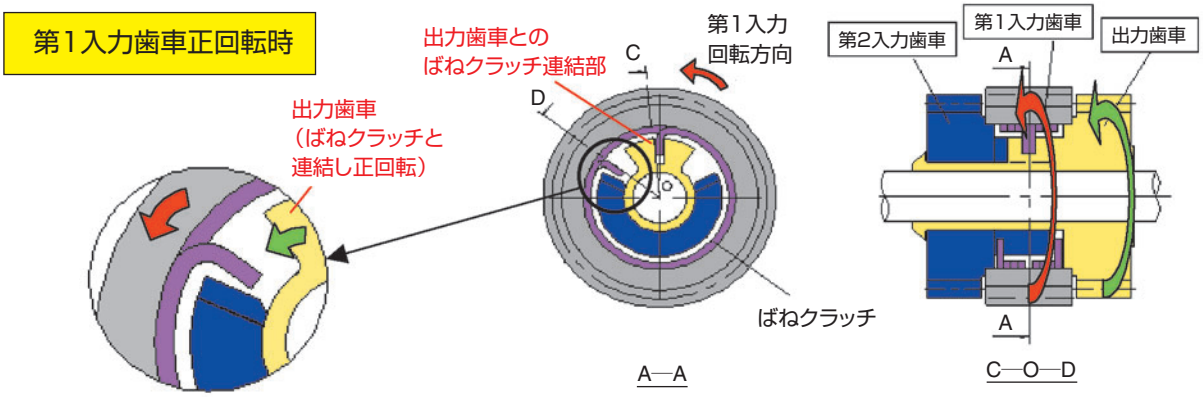


図1　2入力反転ユニットの正回転図
Forward rotation of two input type direction change unit

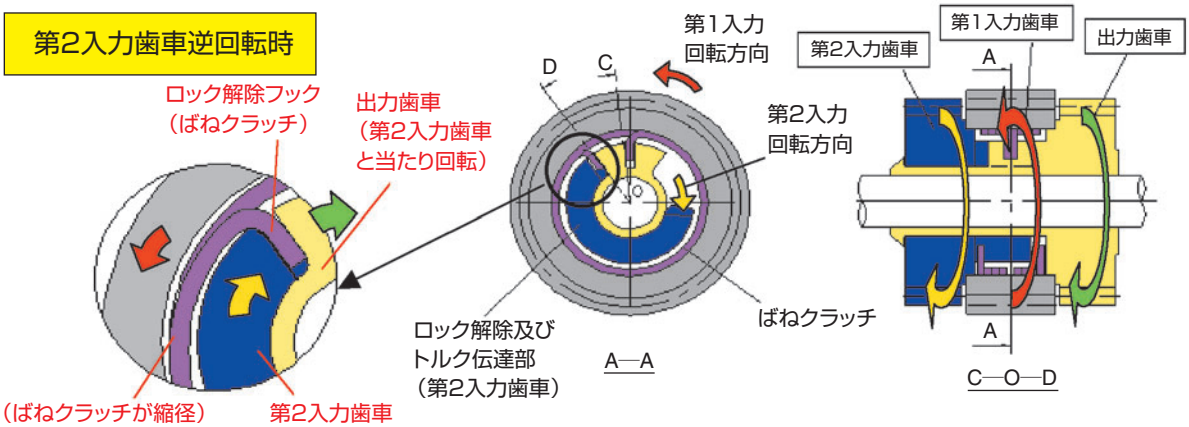


図2　2入力反転ユニットの逆回転図
Reverse rotation of two input type direction change unit

3．1入力反転ユニットの解説

3. 1 動作説明

1）入力歯車正回転時（制御歯車フリー）

入力歯車を正方向に回転させると，ばねクラッチが入力歯車にロックし，ばねクラッチと連結した中間軸を正回転させると共に出力歯車を正回転させる．但し，制御歯車の制動はOFF（フリー状態）とする（図3）．

2）入力歯車正回転時（制御歯車ロック）

制動爪（※1）により，制御歯車の制動をON（ロック状態）にすると，ばねクラッチのロック解除フックは制御歯車と当たり，ばねクラッチを縮径させることで，ばねクラッチのロックが解除され入力歯車から出力歯車への駆動力伝達を遮断する．

さらに制御歯車の回転を止め続けたまま入力歯車が回転すると，中間軸の回転は停止する．これにより傘歯車同士が回転し，出力歯車を逆方向に回転させる（図4）．

注：制動爪（※1）は反転ユニット本体には含まれません．実際の制動爪にはソレノイドや電磁クラッチ等を用いる必要があります．

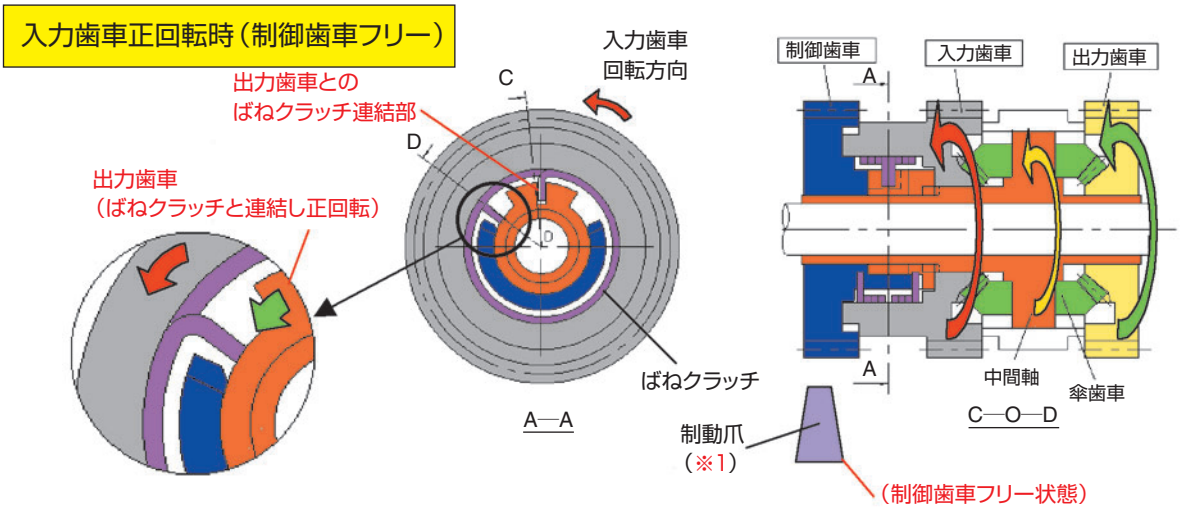


図3　1入力反転ユニットの正回転図
Forward rotation of one input type direction change unit

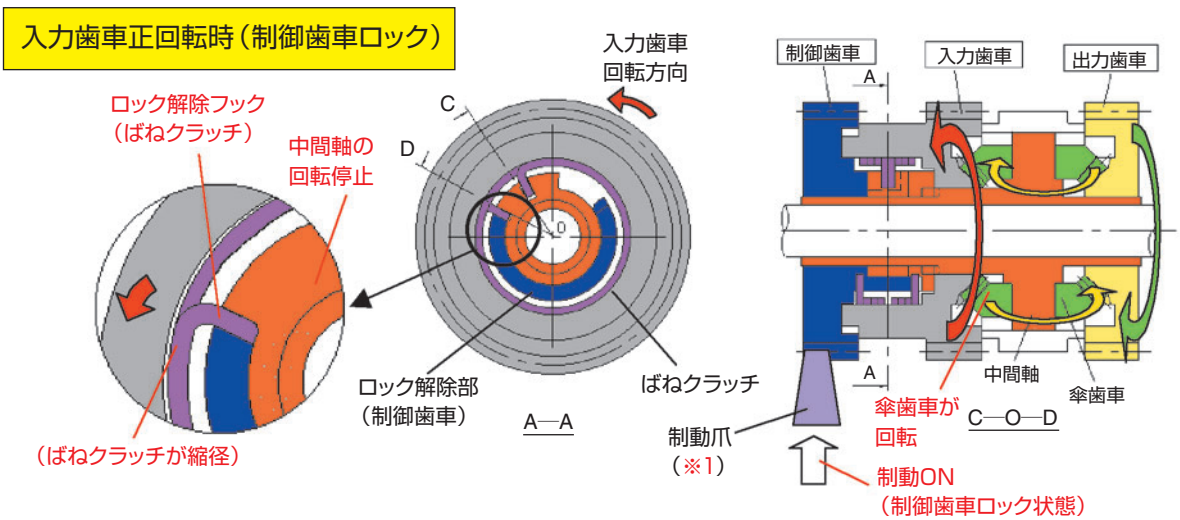


図4　1入力反転ユニットの逆回転図
Reverse rotation of one input type direction change unit

4．耐久試験

各反転ユニットをNTN耐久試験条件（表2）で耐久性の確認試験を行った．

表2　耐久試験条件（NTN試験条件）
Test condition of Endurance test (Test condition of NTN)

	条件1（2入力）	条件2（1入力）
回転速度	300min^{-1}	300min^{-1}
雰囲気温度	100℃	常温
負荷トルク	0.1N·m	0.1N·m
1サイクル	3秒正回転⇒3秒逆回転	3秒正回転⇒3秒逆回転

反転ユニット耐久試験機を図5，図6に示す（図5は2入力用，図6は1入力用）．

図5の2入力反転ユニット耐久試験では，第1入力歯車駆動用と第2入力歯車駆動用の2つのモータを使用する．逆回転のサイクルは電磁クラッチの断続・接続で行なう．

図6の1入力反転ユニット耐久試験では，入力歯車駆動用のみモータ使用し，制御歯車の制動用ON・OFFの切り替えは電磁ブレーキで行なう．

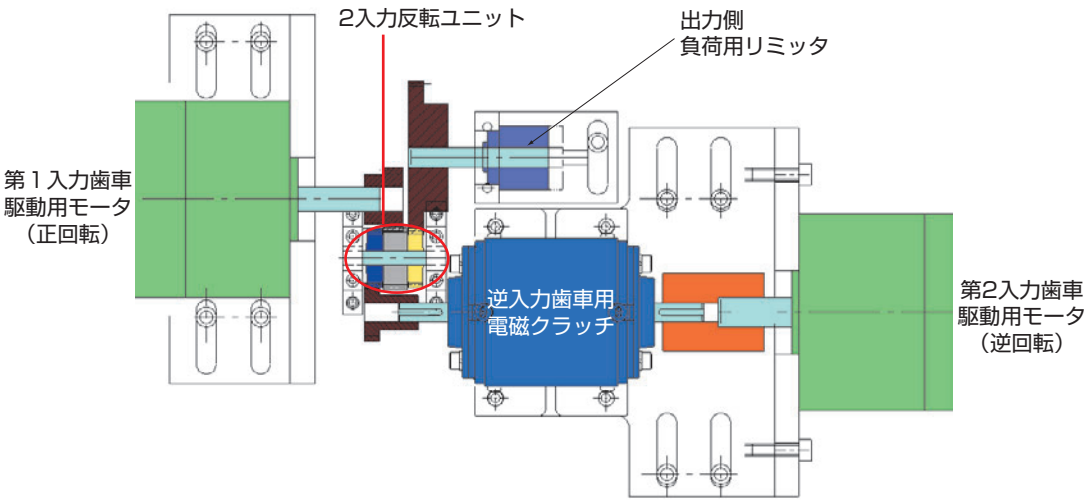


図5　2入力反転ユニット耐久試験機
Endurance test machine of two input type direction change unit

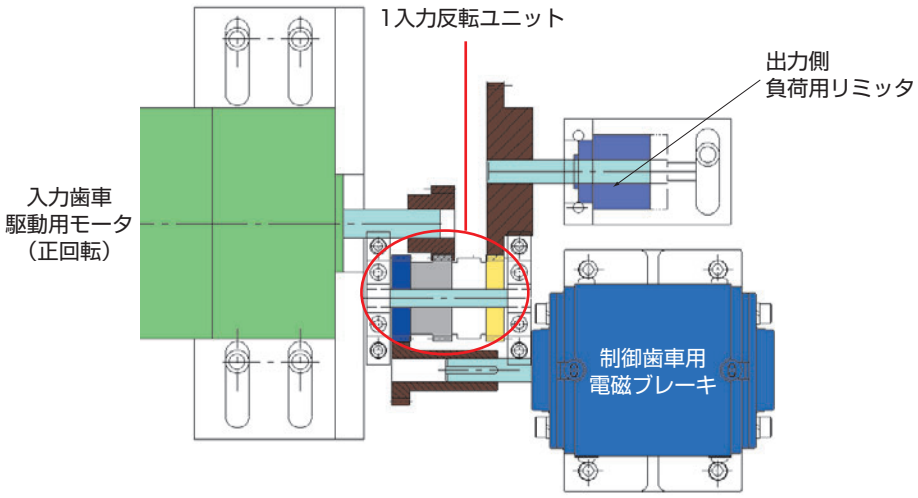


図6　1入力反転ユニット耐久試験機
Endurance test machine of one input type direction change unit

4. 1 試験結果

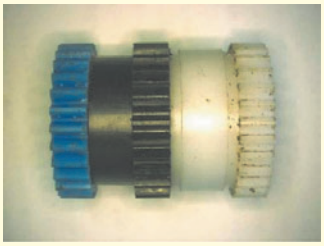
表3に耐久試験結果を示す．30万サイクル（一般プリンタ耐久枚数）経過後の外観および作動状態を確認したが，歯車の損傷・破損もなく，問題なく作動することが確認できた．

5. まとめ

今後，エコロジーの流れに従い紙の使用量が削減できる両面印刷機能は低価格な複写機・プリンタへも採用され，それに伴い部品の低コスト化は更に進むと考えられる．

今回，**NTN**が開発した事務機用反転ユニットは，両面印刷の専用モータをなくして機械的に正逆回転方向を切り替えることができ，両面印刷機構の低コスト化に貢献できるエコロジーとVAを両立した商品である．今後は更にコスト削減，性能向上を進めるとともに他の用途にも提案し，エコロジーとVAに貢献して行く．

表3 試験結果
Test results

		2入力	1入力
試験後外観	外部状況	汚れはあるが，各歯車とも問題なし	汚れはあるが，各歯車とも問題なし 
	ばねクラッチ	外径に軽い当りを生じているが，変形は無い	外径に軽い当りを生じているが，変形は無い
作動状況		正逆回転とも問題なし	正逆回転とも問題なし

執筆者近影

眞岩 勉
産機商品本部
応用設計部

［ 製品紹介 ］

第10世代液晶基板対応 大型ガントリーテーブル
Large Gantry Table for the 10th Generation LCD Substrates

鈴 木 克 義* Katsuyoshi SUZUKI
鈴 木 直 志* Naoshi SUZUKI

NTNでは，精密位置決め技術を深耕し，これを適用してさまざまな位置決めシステムを実現している．液晶パネル製造装置はその主要な応用分野であり，それぞれの装置に適した大型・長ストロークXYテーブルを提供するとともに，当社の製品である液晶リペア装置にも採用している．
ここでは，XYテーブルの大型化に関する課題と，試作した第10世代（G10）液晶ガラス基板（約3m角）に対応可能なガントリー型XYテーブルについて述べる．

NTN has deeply cultivated precision positioning technology and applied it to various types of positioning systems. One of their major field of application is LCD manufacturing equipments, and **NTN** provides large sized and long stroke XY tables suitable for each equipments including **NTN** LCD repair systems.
This paper describes problems arising from glowing size of XY table and outline of the prototype gantry type XY table which meets coming super-sized (G10 : about 3 m square) glass substrates.

1．まえがき

薄型TVを筆頭に，フラットパネルディスプレイの需要は急速な広がりをみせている．この対応のためパネルメーカ各社は，大型ガラス基板の採用による生産効率の向上，および製品付加価値を向上させる高精細化，高品位化に向けた投資を継続している．その結果，製造装置，検査装置の心臓部であるXYテーブルについては，長ストローク化と高精度化が求められている．

NTNではこれまで，軽量化や大型化，高剛性化などXYテーブルを改良，進化させることで液晶リペア装置やカラーフィルタ修正装置，プラズマディスプレイ修正装置に展開するとともに，これらの経験を生かした大型テーブルの外販を積極的に行なってきた．今回，世界最大サイズの第10世代液晶ガラス基板に対応するために開発した大型テーブルの開発課題と評価結果について紹介する．

2．液晶ガラス基板サイズの変遷

PCからTVへの用途拡大と大画面需要の増加，ならびに生産設備，技術の発展により，液晶用のマザーガラス基板の巨大化が飛躍的に進んでいる．

表1にこれまでのガラス基板サイズの変遷を示す．特にこれから動き出す第10世代では，一辺のサイズが約3,000mmのガラス基板となる．この基板に対してレーザカットなどの処理をするためのＸＹテーブ

表1　各世代の液晶マザーガラス基板サイズ
LCD mother glass size

第1世代	270×360mm	（1987年）
第2世代	360×465mm	（1994年）
第3世代	550×650mm	（1997年）
第4世代	680×880mm	（2000年）
第5世代	1100×1250mm	（2002年）
第6世代	1500×1800mm	（2004年）
第7世代	1870×2200mm	（2005年）
第8世代	2160×2460mm	（2006年）
第10世代	2850×3050mm	（2009年）

※パネルメーカにより若干の差異あり

*精機商品事業部　プロダクトエンジニアリング部

ルのストロークは当然3,000mmを超え，テーブル本体の大きさは，畳で言えば12畳以上のものとなる．

3．テーブル大型化に対する制約

従来まで，ガラス基板サイズの大型化に対応して，XYテーブルのベース形状の工夫や，リニアガイド，リニアモータ，ケーブルベアの配置を改良することによってコンパクトな構造を実現してきた．これはクリーンルーム内での装置のフロア占有面積の低減に結び付くとともに製造，運搬上の問題回避にも寄与している．ところが第10世代対応テーブルの場合，小さく見積もっても幅3,500mmを超えるサイズが必要となる．これにともない，次の2つの課題が生じる．

1）工作機の加工寸法の制限

幅3,000mm以下のワークを加工できる工作機は比較的多数存在するが，それを超えると，対応可能な工作機が限定されるため，顧客からの納期要求に支障をきたす懸念がある．

2）輸送寸法の制限

次に輸送面では，法令(道路運送車両法等)による車幅制限により，幅3,500mmを超えた状態では一般車両による陸上輸送ができない．特別な道路使用許可を申請して夜間等に運ぶか，海辺の工場であれば，海上輸送という手段も考えられるが，短納期，且つタイムリーな製作，納入を実現する上で，大きな障害となる．

4．分割構造の課題

前述の問題は，XYテーブルのベースを分割構造にすることで解消できる．それぞれのユニットの寸法が小さくなり，工作機の選択範囲が広がるため，加工形状の検討や精度についての技術的検討が容易となる．さらに，輸送制限の考慮も不必要となる．

ただし，分割構造の採用にあたっては，分割輸送前後における精度の再現性に優れた構成の実現と，装置設置場所での再組立，調整時間の短縮が開発ポイントとなる．具体的には，以下の課題をクリアしなければならない．

① 部品取付面，つなぎ面の精度

ベースに設けられるリニアガイド，リニアスケール，リニアモータ等の各取付面は，XYテーブルの特性を決定する重要な要素であり，平面度，真直度等の高い精度が要求される．複数のベースを組合わせて一体化する場合，それぞれのつなぎ部に段差や折れ曲がり等の不具合があると，テーブル動作精度の低下，あるいはリニアガイドの寿命に影響を及ぼす．このため各取付面の加工精度を上げると同時に，調整機構の検討が必要となる．

② 分解，再組立，調整作業の容易さ

出荷前の分解作業と搬送後の再接合，調整作業を容易にするためには，単純な部品構成とすることが基本である．搭載される機能ユニットを一体のブロックとして取外すことができるような工夫や，部材の軽量化と高剛性化を両立させ，油圧ジャッキ等の最小の機材で作業可能な構造とする必要がある．

③ 現地での精度測定

ベース部の接合，再組立完了後には，精度の再現性を確認する必要がある．ただし，電源や圧縮空気などのユーティリティが供給されない場合もあるため，簡易的な精度検証方法を確立しておく必要がある．

5．超大型テーブルの仕様

第10世代（G10）ガラス基板対応ガントリーテーブルの仕様を表2に，外観を図1に示す．

Y軸ベースはX軸ガントリービームと平行方向にほぼ中央部で2分割構造とし，ベースの接合部とリニアガイドの接合部は同一位置とした．（図2）

XYテーブルの主要部材であるベースとビームには，入手性およびコストの点から製缶構造を選定した．鋼

表2　第10世代液晶ガラス基板対応テーブルの仕様
Specification of table for G10 LCD glass substrate

テーブル仕様	X軸	Y軸
ストローク	3,200mm	3,650mm
最大速度	1,500mm/s	1,500mm/s
最大加減速度	0.3G	0.3G
分 解 能	0.1μm/pulse	0.1μm/pulse
位置決め精度	30μm	30μm
繰返し位置決め精度	±0.5μm	±0.5μm
水平方向真直度	40μm	40μm
垂直方向真直度	20μm	20μm
リニアモータ	コアレス	コア付き
リニアスケール	接着固定	取外し可能
ガントリー構成	上軸ビーム	下軸ベース
分　　割	なし	2分割
材　　質	スチール（製缶構造）	
外観寸法	W3,900×D5,200×H2,500 mm	
総 質 量	15,000 kg	

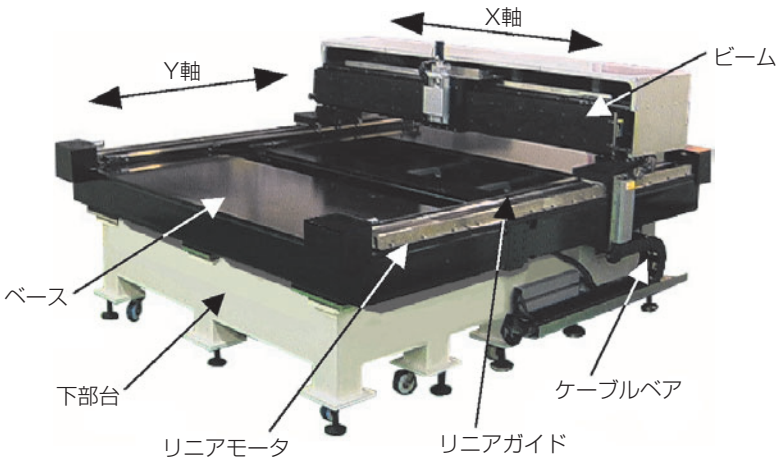


図1　超大型XYテーブルの外観
Appearance of the super-sized table

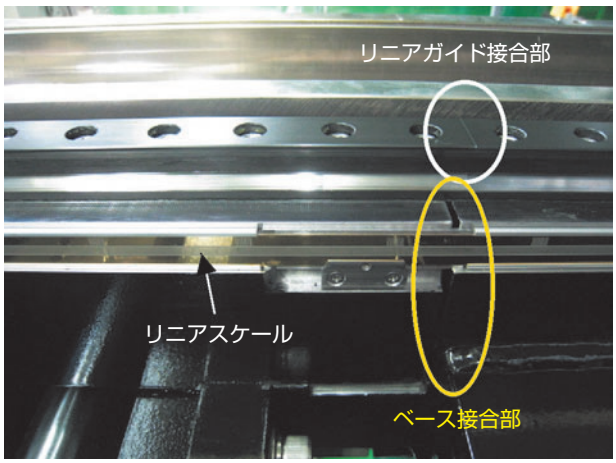


図2　Y軸ベースの分割部周辺
Division part of the Y-axis base

材は石材と比較して，振動減衰性は劣る反面，剛性が高く軽量化を図ることができる上，形状加工の点での自由度が高いというメリットがある．設計にあたっては，分割および接合作業における課題を確認しながら，作業の容易さと精度の再現性を高めることを目指した．

駆動系は大型テーブルの長ストローク化，高速化に対応するため，一般的な高性能リニアモータを採用した．Y軸には重量のガントリービームを十分な加速度で駆動するため，高推力のコア付きタイプ（**図3**）を選択し，X軸にはスペースと等速性を重視したコアレスタイプ（**図4**）をそれぞれ選択した．

ガラス基板の大型化は，生産性向上を目的としており，ガラス基板サイズに対して比例的に処理時間が増したのでは意味がない．このためテーブルの高速化は必須であり，前述のリニアモータの推力UPや軽量化によって速度を1,500mm/sにまで高め，加減速度は0.3G（約0.5secで1,500mm/sまで加速可能な力）を実現した．

リニアスケールについては，テーブルの分割，再組立を考慮し，作業性が良好で，かつ取付け精度の復元性に優れた脱着形式のものを選定している．

リニアモータと組み合わせる駆動用ドライバは高速応答性に優れたタイプを使用することで，スケール信号の分解能UPに対応可能となり，制御性の向上により速度変動を抑えることができる．

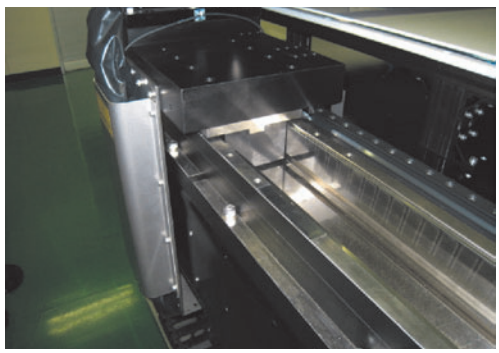


図3　コア付きタイプリニアモータ
Linear Servomotor with iron core

図4　コアレスタイプリニアモータ
Coreless Linear Servomotor

6. 評価試験

分割前の仮組立段階，および分割状態での約10kmのトラック移送後に再接合調整をした際の位置決め精度，繰返し位置決め精度，水平方向真直度，垂直方向真直度について比較評価を実施し，再組立による精度の再現性を確認した．

表3に示すように，Y軸ベース分割，再接合の前後における精度の再現性が確認でき，仕様を満足する結果を得た．作業時間についても，想定時間内に完了することができた．

図5は，Y軸ベース分解前の位置決め精度値を基準とした時の接合後の実測値との差分を示す．また，**図6**は同様に水平方向真直度の差分を示す．

表3　評価試験結果（Y軸）
Result of evaluation test（Y-axis）

評価項目	接合後の変化量
位置決め精度	5.0μm以下
繰返し位置決め精度	0.1μm以下
水平方向真直度	7.0μm以下
垂直方向真直度	0.1μm以下

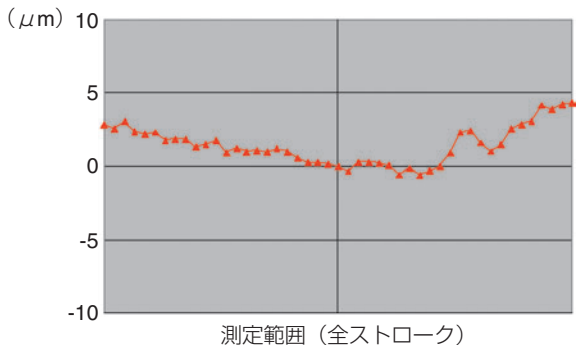


図5　分割搬送前後の位置決め精度の差（Y軸）
Difference of positioning accuracy (Y-axis)
before and after disassembly and transportation

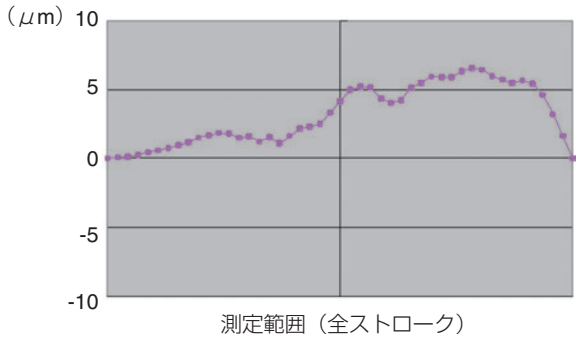


図6　分割搬送前後の水平方向真直度の差（Y軸）
Difference of horizontal straightness (Y-axis)
before and after disassembly and transportation

設置場所の床面構造や環境の違いにより振動等の影響が出ることを懸念していたが，今回の評価では静止精度，位置決め精度や真直度など各精度への影響はなかった．しかしながら，テーブル性能を充分に引き出すためには，床振動の伝搬を抑えたり，重量物の移動にともなう残留振動を早期に減衰させるための制振機構が重要となる．防振ゴム，減衰ダンパー，パッシブ型除振台，アクティブ型除振台など多様なユニットや組合せがある中で，テーブル質量が増加するにしたがい，負荷容量が大きく，強固で高性能な除振パーツを選択する必要がある．コストバランスを考えながら，用途や装置性能に適したタイプを如何に選定，提案することができるか，テーブルメーカとしての今後の課題でもある．

7. おわりに

大型テーブルの性能が，ほぼそのまま装置性能となるといっても過言ではない．液晶ガラス基板の大型化と高精細化に伴い，その製造装置に用いられるXYテーブルに対する要求事項は，形状，機能，制御性，性能など非常に多様化している．

これまでに培った技術を基に，精度向上と高速化，高性能化という開発課題を，より高いレベルで追求し，フラットパネルの生産性と品質向上を支えるテーブルメーカとして，今後も積極的に対応を進めていく．

参考文献

Electronic Journal 別冊 2007 LCD工場·装置·設備
電子ジャーナル 2007 LCD製造装置データブック

執筆者近影

鈴木　克義
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

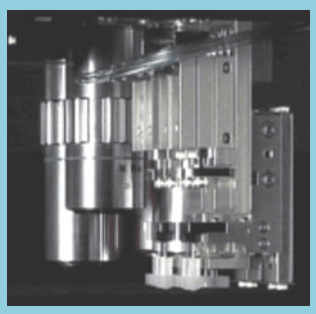
鈴木　直志
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

［ 製品紹介 ］

フラットパネルの欠陥修正装置用 塗布機構一体型リニアチェンジャの開発

Development of Linear Changer with Built-in Pasting Unit for Defect Repair System of Flat Panels

山中 昭浩* Akihiro YAMANAKA
松島 昌良* Akira MATSUSHIMA



NTNカラーフィルタ修正装置は、液晶ディスプレイ（LCD）の主要構成部材であるカラーフィルタ（CF）の欠陥修正を行う装置である．
この装置の最大の特徴は，CFの欠陥，特に白欠陥と呼ばれる色が抜けてしまった欠陥部にインクを塗布して修正することが可能なことである．
インク塗布には，塗布針を用い，インクを付着させた塗布針の先端を欠陥部に接触させて塗布する方式を取っている．塗布針による塗布は，ディスペンサ方式のように目詰まりの心配が無く，安定した塗布が可能なことから，多くのユーザから高い評価を得ている．
本稿では，インク塗布機構の概要と，新しく開発した塗布機構一体型リニアチェンジャについて説明する．

The **NTN** color filter repair system fixes defects in color filter which is primary components of liquid crystal display.

The most important feature of this system is the function to paste ink to a color-less spot on the color filter, commonly referred to as a "white defect".

The pasting unit carries out the ink pasting process by pasting needle. The system moves the pasting needle to touch the defect of color filter and paste a slight amount of ink on the tip of the pasting needle to the defect. Pasting needle system can stably carry out the pasting process because there is no possibility of clogging like dispenser system, and it has obtained favorable comments from many customers.

This paper explains the outline of the pasting mechanism, and the linear changer with built-in pasting units.

1．まえがき

ここ数年，液晶ディスプレイ（LCD）やプラズマディスプレイ（PDP）に代表されるフラットパネルディスプレイ（FPD）が家庭用テレビとして急速に普及し，画面サイズも大型化してきている．

NTNでは，1990年より，これらFPDの生産工程で発生する欠陥を修正するパターン修正装置を開発，販売している．本装置を欠陥修正に用い破棄される不良基板を減少させる事で，環境負荷低減やFPD製造コストの低減に貢献している．近年は，画面サイズの大型化，高精細化に伴い，修正工程がFPD製造における必須の工程として広く認められるようになってきている．

LCDの生産で使用するマザーガラス基板サイズは，生産性の向上を目的に急速に大型化し，いよいよ第10世代（2850×3050mm，t＝0.7mm）サイズでの生産が始まろうとしている．

本稿では，このLCDのカラーフィルタ（CF）修正に用いられるインク塗布機構を例にとり，新たに開発した塗布機構一体型リニアチェンジャについて述べる．

2．LCDのCFにおける欠陥と修正方法

LCDは，図1に示したように，TFT基板とCF基板を貼り合わせ，基板間をフォトスペーサと呼ばれる柱で支持し，その隙間に液晶が注入された構造で，裏面にバックライトが配置されている．

CFはガラス基板上に，R（赤），G（緑），B（青）の画素をストライプ状，あるいはマトリクス状に並べた構造である．

*精機商品事業部　プロダクトエンジニアリング部

CFは，液晶によりON/OFFされた光に色情報を付加するための構成部品で，CFを通過した光はその画素の色情報を持つことになる．このCFによる色情報の付加によりLCDはカラー画像表示を実現している．

CF修正装置は，図2に模式的に示したようなCFパネルの生産工程で発生した欠陥を修正するための装置である．

白欠陥は，画素部の色が抜けた欠陥で，以下に紹介するインク塗布機構を用いて，画素と同色のインクを塗布することで修正を行なう．

黒欠陥は，画素部の色の混色，ゴミ等が付着した欠陥で，レーザーにて欠陥部を除去して白欠陥に変換した後，同色のインクを塗布することで修正を行なう．

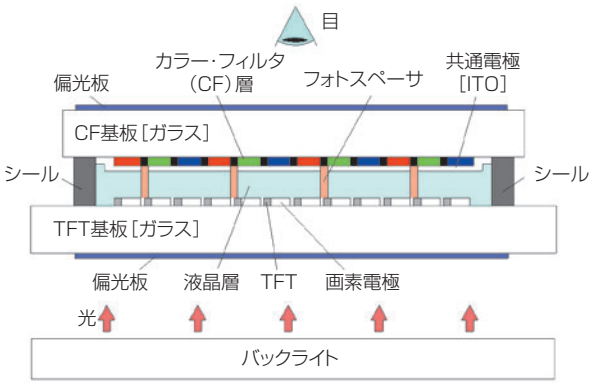


図1　LCD構造図
LCD structure figure

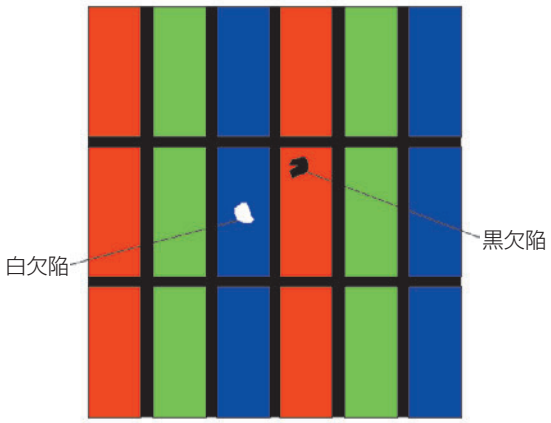


図2．CF基板の欠陥
The defect of CF panel

3．インク塗布機構の変遷

カラーフィルタ修正装置は，図3に示した構成をしており，インク塗布機構は，観察光学系横に搭載され，修正対象となるカラーフィルタ基板上の任意の位置に移動可能となっている．

欠陥の修正を行う場合，欠陥位置に観察光学系を移動させ，欠陥を確認した後，インク塗布機構でインクを塗布して修正する．

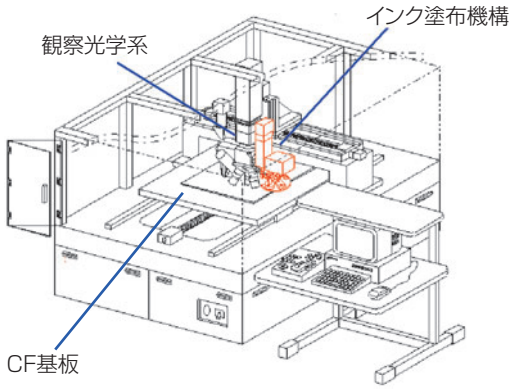


図3　カラーフィルタ修正装置
Color filter repair system

3．1　初期型インク塗布機構

CFの白欠陥にインクを塗布する方法として，NTNでは塗布針を用いた方式を採用している．塗布針の先端形状を工夫することで，φ30μm～φ300μm程度の塗布を非常に安定して行なうことが可能で，ユーザから高い評価を得ている．塗布針による塗布は，ディスペンサのように微細な穴を通して塗布する方式ではないため目詰まりが無く，広範囲の粘度の修正液に対応が可能という特徴がある．

NTNで初期に開発したインク塗布機構を図4に示す．

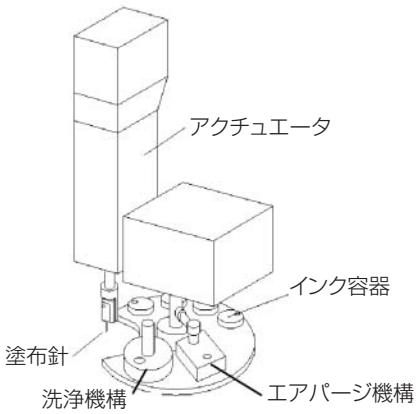


図4　初期型インク塗布機構
Initial model pasting unit

インク塗布機構は，塗布針を上下に駆動するアクチュエータと，インク容器（CF修正の場合は，R（赤色），G（緑色），B（青色），Bk（黒色）の4つの容器）を搭載して回転するテーブルと，同じくテーブルに搭載され，塗布針を洗浄する洗浄機構と，塗布針先端に付着した洗浄液を乾燥するためのエアパージ機構で構成されている．

インクを塗布する場合，塗布針先端にインクを付着させ，この塗布針先端を白欠陥部に接触させることで針に付着したインクを欠陥に塗布する．

塗布針は，塗布針駆動用のアクチュエータの駆動軸先端に，上下移動可能なスライド機構を介して取り付けられており，インク塗布時に塗布針先端が基板に接触する際の接触圧が常に一定になる機構となっている．また，塗布針は，図5に示すように，先端に向かって細くなるテーパ形状をしており，先端がフラット加工されている．

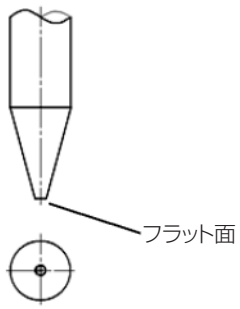


図5　塗布針先端形状
Needle tip shape

この塗布針にインクを付着させると，インクは表面張力で塗布針上部に引き上がる．このインクが引き上がった後の塗布針先端のフラット面に残ったインクを塗布することで，非常に微細な塗布を安定して行えるようになっている．また，塗布針先端のフラット面の寸法を変更することで塗布サイズの調整が可能で，前述のように，φ30～φ300μm程度の範囲で塗布を行なうことができる．

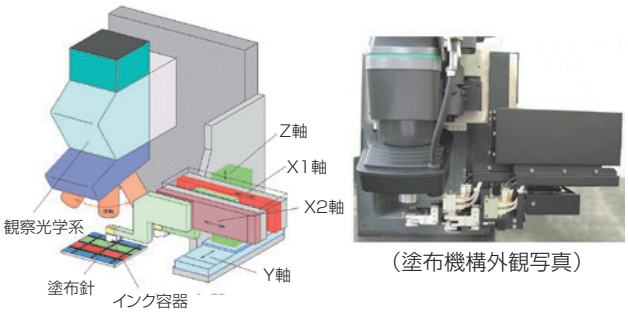
初期型インク塗布機構には塗布針が1本または2本しか搭載されていないため，塗布するインクの色を変える場合，混色を防止するため塗布針を洗浄する必要がある．塗布針の洗浄は，図4に示した洗浄機構とエアパージ機構で行う．

洗浄機構による塗布針の洗浄は，洗浄容器に入った洗浄液をモータの先端に取り付けたプロペラで攪拌することで行なう．その後，エアパージ機構で塗布針の周囲からエア噴射することで，塗布針先端に残った洗浄液を乾燥し，洗浄が完了する．

3. 2　改良型インク塗布機構

液晶テレビの大画面化に伴い，表示画素サイズも大型化し，修正対象である欠陥サイズも大きなものが増えてきたため，修正タクトタイムの短縮を図るべく，図6に示した改良型インク塗布機構を開発した．

改良型インク塗布機構では，主に下記の点について改良を行った．



（塗布機構外観写真）

図6　改良型インク塗布機構
Improved pasting unit

（1）塗布専用の駆動機構採用

初期型インク塗布機構では，図7に示すように，欠陥を観察する光学系位置と塗布針位置がオフセットしているため，塗布動作の際，装置本体のテーブルで観察位置へ塗布針を移動させて塗布する必要があった．

改良型インク塗布機構では，このオフセット移動時間の短縮を図るため，塗布専用の駆動機構を新たに開発し，塗布針を対物レンズ下の観察位置に挿入して塗布する構成とした．この方式を採用することにより，塗布針移動の高速化が可能となった．

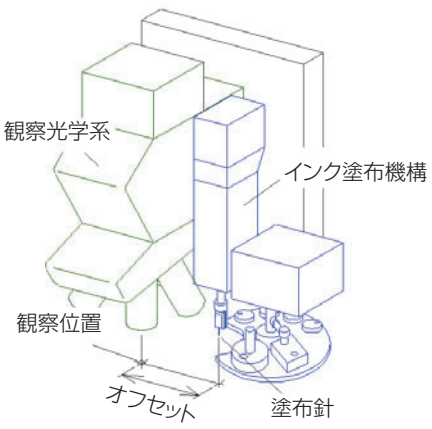


図7　観察光学系と初期型インク塗布機構の配置
Arrangement of observation optical system and Initial model pasting unit

(2) 修正インク毎に専用の塗布針を搭載

前述のように，初期型インク塗布機構は，塗布針を1本または2本しか搭載していないため，塗布するインクの色を変える場合，塗布針を洗浄する必要があった．この洗浄工程を省略し，修正タクトタイムの短縮を図るため，修正インクの色毎に専用の塗布針を搭載する構成とした．具体的には，R(赤)，G(緑)，B(青)，Bk（黒）用に4本の塗布針を搭載した．この構成により大幅な修正タクトタイム短縮が可能となった．

(3) 塗布針とインク容器の一体支持構成

上記塗布針の4本化に伴いインク容器も見直し，図8に示したように，塗布針毎にインク容器を専用化し，塗布針とインク容器を一体支持する構成とした．

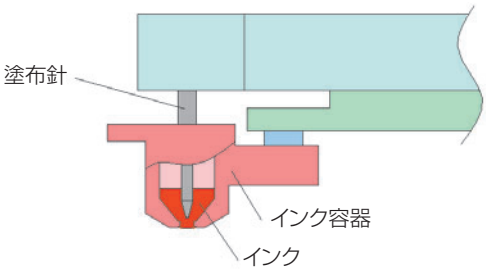
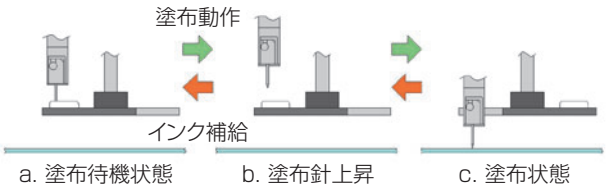


図8　塗布針とインク容器の一体支持構成
United support construction of the Needle and Ink cassette

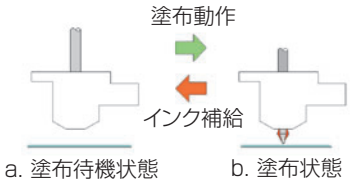
インク容器には，上部と下部に塗布針が貫通するための穴が開いており，上部の穴から塗布針が挿入されている．塗布針の先端は，インク容器に注入されたインクに常時浸漬しており，塗布針先端に付着したインクが乾燥しないように保持されている．インクを塗布する時は，インク容器の下部の穴から塗布針先端が突出し，この塗布針先端を欠陥部に接触させることで塗布を行う．この場合も，前述のように，塗布針は上下移動可能なスライド機構を介して固定されており，接触圧は常に一定に保たれている．

塗布針とインク容器を一体支持する機構としたことで，塗布針へのインク補給は，インク容器に対して塗布針を出し入れする動作だけでよく，図9に示したように，初期型インク塗布機構と比較して，繰り返し塗布動作を行う場合，短時間で塗布することが可能である．

改良型インク塗布機構では，上記改良により，初期型インク塗布機構と比較して，修正タクトタイムを70%短縮することに成功した．



(1) 初期型インク塗布機構



(2) 改良型インク塗布機構

図9　インク塗布工程比較
Ink pasting process comparison

4. 塗布機構一体型リニアチェンジャ

これまで，上述のようなインク塗布機構の改良を進めてきたが，更なる修正タクトタイムの短縮，塗布位置精度の向上を目的に，新たに塗布機構一体型リニアチェンジャを開発した．

4. 1 リニアチェンジャ (新規対物レンズ切り替え機構)

改良型塗布機構では，対物レンズ下の観察位置に塗布針を挿入して塗布する方式を採用したが，観察に用いる対物レンズのワークディスタンス(観察対象と対物レンズ間の距離)の制限により，低倍率の対物レンズの場合しか塗布針を観察位置に挿入できないという課題があった．そのため，高倍率で観察している状態でインクを塗布する場合，対物レンズを低倍率に切り替えてから塗布する必要があり，この対物レンズの切り替え時間が修正タクトタイム短縮の課題となっていた．

従来，対物レンズの切り替えには，図10に示したレボルバ方式を採用しており，複数の対物レンズを搭載して回転させて切り替える機構であり，切り替えタクトタイムを短縮するためには高速に回転させる必要がある．これまでにも改良を行い切り替え時間の短縮を図ってきたが，各対物レンズの位置を機械的に停止させる機構のため，高速回転させた場合，正確に停止させることが困難となり，この方法による切り替え時間の短縮にも限界がきていた．

そこで，回転方式ではなく，直動方式（リニア方式）の対物レンズ切り替え機構（リニアチェンジャ）を開発した．

図10　レボルバ機構
Revolver unit

装置に搭載する対物レンズは，欠陥をカットするレーザーの波長により数種類に分かれる．装置の用途によっては，複数の波長が照射できるレーザーを搭載することがあるため，リニアチェンジャへの対物レンズ搭載可能本数は最大10本とした．

10本の対物レンズを一列に並べて切り替えようとすると，リニアチェンジャの長さが極端に長くなってしまい，装置への搭載性が悪くなる．このため，5本×2列の機構を採用した．2列配置では対物レンズをXY2軸方向に移動する必要があるが，対物レンズにレーザー光を入射させる場合，結像レンズとの関係で，鏡筒と対物レンズ瞳面との距離に制約がある．つまり，リニアチェンジャの厚みが厚いと，対物レンズの瞳面（対物レンズ上部のレンズ面）から鏡筒までの距離が遠くなり，対物レンズ瞳面でのレーザーパワー密度が上昇し，対物レンズがダメージを受けてしまうのである．そこで，対物レンズと鏡筒との距離が適正範囲となるようXY移動機構の構成を工夫した．

XY移動機構の駆動にはリニアモータとリニアエンコーダ（0.1 μm分解能）を採用し，駆動の高速化と位置決め精度の向上を図った．

4. 2　リニアチェンジャ組込み型インク塗布機構

リニアチェンジャ機構の開発に合わせて，インク塗布機構の見直しを実施した．改良型インク塗布機構で採用した塗布針とインク容器の一体支持構造は非常にコンパクトなため，この機構を活かし，更に小型化することでリニアチェンジャへ組込み可能なインク塗布機構を開発した．

リニアチェンジャにインク塗布機構を搭載した場合，改良型インク塗布機構のように，観察視野内に塗布針を挿入しないため，対物レンズとの干渉が無く，塗布針の搭載本数を増やすことが可能となる．

リニアチェンジャ組込み型インク塗布機構では，1本の対物レンズ搭載スペースに2本の塗布針が組込み可能となっており，対物レンズと置き換えることで，最大8本の塗布針が搭載できる構成とした．

最近では，1枚の生産用基板上に異なるサイズの画面を作り込む場合があり，異なる画素サイズを同時に修正する必要がある．このような場合でも，塗布針の搭載本数が増えたことで，それぞれの画素に最適な修正用塗布針を同時に搭載することで対応が可能である．また，LCDの表示画像品質の向上を目的に，従来のRGB色だけでなく，イエローとシアンを加えた5色CFの開発も発表されてきている．今後，このようにCFが多色化された場合にも対応が可能である．

4. 3　塗布機構一体型リニアチェンジャの特徴

今回開発した塗布機構一体型リニアチェンジャを図11に示す．

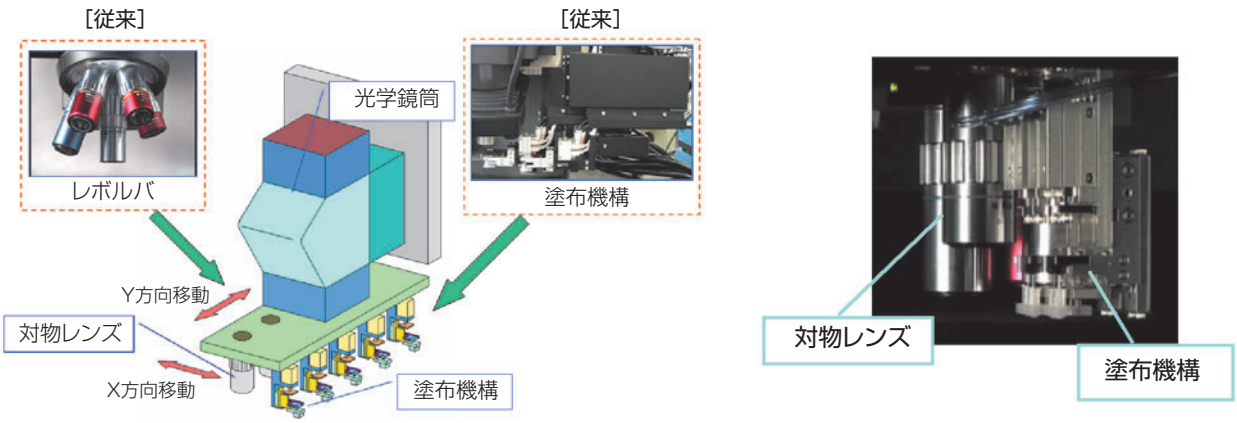


図11　塗布機構一体型リニアチェンジャ
Linear Changer with built-in pasting unit

(1) 塗布位置精度の向上

3.2項で述べた改良型インク塗布機構では，装置本体のテーブルによるオフセット移動を無くし，位置決め精度の向上を実現したが，観察視野内に複数点塗布する場合の塗布針移動には，まだ本体テーブルを用いていた．観察視野内に塗布針を挿入して塗布する方式のため，近傍の対物レンズとの干渉があり，観察視野内での塗布針移動距離が十分に確保できなかったためである．この本体テーブルの移動が伴うことにより，視野内複数点塗布時に修正タクトタイムが長くなっていた．

また，レボルバによる対物レンズ切り替え方式は，前述のように対物レンズ位置を機械的に位置決めする方式のため，使用回数が増すに従い，対物レンズの位置決め精度が若干低下する．

今回開発した塗布機構一体型リニアチャンジャでは，観察位置に対する対物レンズや塗布針の移動を全て，本機構のXY移動機構だけで行なうため，高速で高精度な塗布が可能となった．

(2) 修正タクトタイムの短縮

塗布機構一体型リニアチェンジャでは，改良型インク塗布機構のように，対物レンズとの干渉が無く，観察している対物レンズの倍率に関係なくインク塗布動作を開始できる．また，対物レンズの切り替え速度と塗布針の移動速度も向上している．

上述のような改良を行うことで，塗布機構一体型リニアチェンジャでは，改良型インク塗布機構に対して，更に20%程度の修正タクトタイム短縮を実現した．

5. まとめ

本稿では，塗布機構一体型リニアチェンジャについて説明した．**NTN**では，本開発のみならず，インク塗布機構の塗布針の改良による修正品位の向上や，修正タクトタイムの短縮等にも取り組んでいる．また，欠陥修正の自動化ソフトの開発による省人化への対応も進めている．

生産で使用するマザーガラス基板のサイズが，第10世代と大型化する中，生産性向上に向け，各装置におけるタクトタイム短縮や省人化は非常に重要であり，今後も生産性の向上に寄与できる装置開発を進めていきたい．

参考文献

・山中，月刊ディスプレイ　2004年12月号
・山中，カラーフィルタにおける新しい材料開発と製造プロセス全集　2006年7月発刊
・山中，月刊ディスプレイ　2006年12月号
・猿田，NTN　TECHNICAL　REVIEW　No.72（2004）
・山中，松島　NTN　TECHNICAL　REVIEW　No.72（2004）

執筆者近影

山中　昭浩
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

松島　昌良
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部

受賞案件の紹介

2007年度 精密工学会技術賞受賞

工作機械主軸用MQCJ（Minimum Quantity and Cooling Jet）潤滑アンギュラ玉軸受の開発と実用化

Development and Practical Application of MQCJ-Lubricated Angular Contact Ball Bearings for Machine Tool Main Spindles

森 正継　赤松 良信　古山 峰夫　小杉 太　瀧内 博志
Masatsugu MORI, Yoshinobu AKAMATSU, Mineo KOYAMA, Futoshi KOSUGI, and Hiroshi TAKIUCHI

1．MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受の特徴[1)]

開発したアンギュラ玉軸受は，新規開発したMQCJ潤滑機構を採用し，ジェット潤滑の軸受冷却能力とエアオイル潤滑の低動力損失性の両立を可能にした．

本潤滑方法は，高速回転条件下でも軸受の過度の温度上昇を抑制でき，定圧予圧での超高速化のみならず，定位置予圧による初期予圧の増大（高剛性化）と，環境負荷低減に寄与できる技術である．

2．MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受の構造

図1にMQCJ潤滑アンギュラ玉軸受の構造と潤滑油流れを示す．外輪間座の給油孔から供給された潤滑油はノズルで絞られ，内輪側面全周に設けたスクープ部に高速噴射されて内輪を十分冷却する．スクープで受けた潤滑油の大半は排油されるが，一部は内輪の斜面部に付着して油に作用する遠心力と表面張力で斜面に沿って軸受内部に向かって移動し軸受の潤滑油となる．

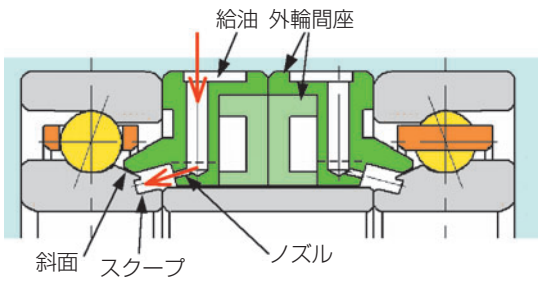


図1　構造と潤滑油流れ
Structure and lubricant flow

3．試験結果[2)]

内輪内径70mmのアンギュラ玉軸受の内外輪温度差と動力損失を定圧予圧でMQCJ潤滑，ジェット潤滑及びエアオイル潤滑間で比較した．

図2に各潤滑方法での内外輪温度差と動力損失結果を示す．MQCJ潤滑の軸受冷却性能はジェット潤滑と同等であり，エアオイル潤滑よりも十分優れていることが分かる．また，MQCJ潤滑の動力損失はエアオイル潤滑と同等であり，ジェット潤滑よりも明らかに小さいことが分かる．

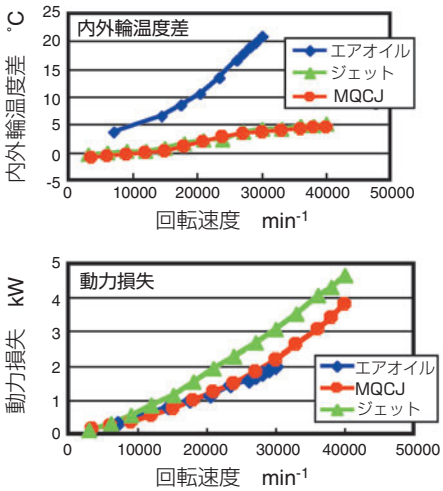


図2　内外輪温度差と動力損失の比較
Temperature difference between inner and outer rings and comparison of power loss among lubrication types

4．まとめ

本開発軸受は，近年の工作機械主軸用軸受に要求される高速回転性と高剛性ならびに低環境負荷性を同時に満足することができ，工作機械の技術水準の向上に寄与することが期待される．

参考文献

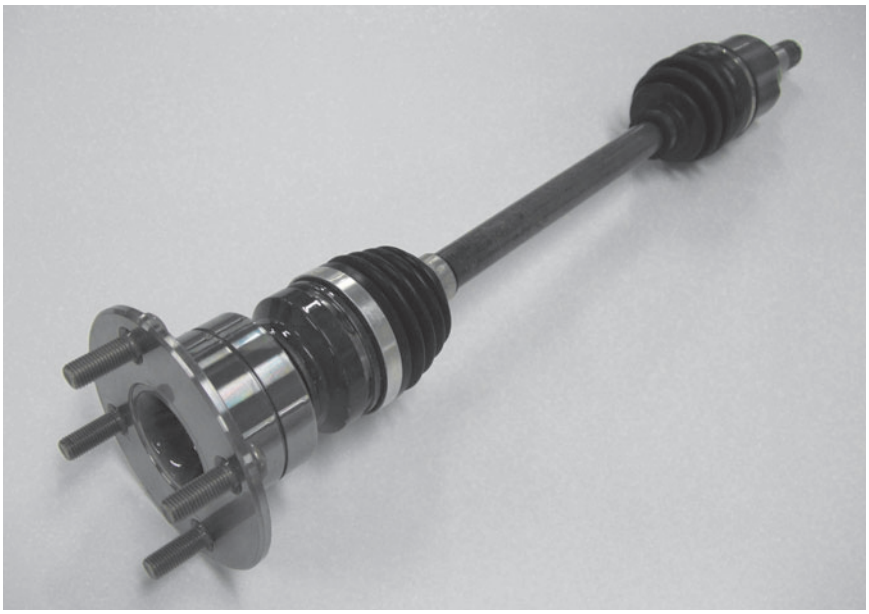
1）古山峰夫：工作機械主軸用MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受，NTN TECHNICAL REVIEW, 74 (2006) 22-25.
2）森，赤松，古山，小杉，瀧内，古林：工作機械主軸用MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受の開発と実用化，精密工学会誌，74．6（2008）539−542．

執筆者近影（代表）

森　正継
要素技術研究所

Vシリーズ ハブジョイント

ハブベアリングと等速ジョイントを一体化し，小型・軽量化を実現！



特　長

① 重　量：12% 軽量化（従来品比）

② 高性能：H/BとCVJ間のがたなし
スティックスリップ音を防止

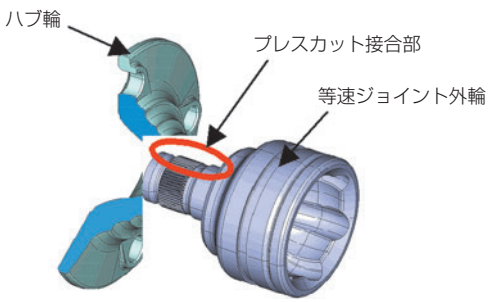
③ 組立性：H/BとCVJの一体化により，
ユーザーでの組付工数を削減

用　途

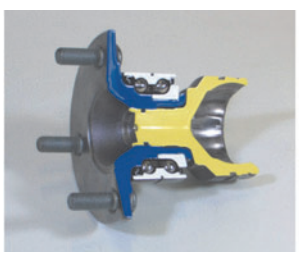
●自動車用ハブベアリング，ドライブシャフト

構　造［実現手段］

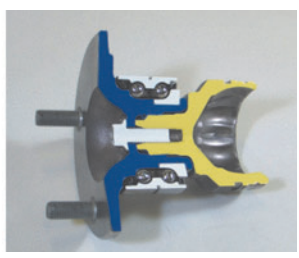
●新接合法であるプレスカット接合を採用



●ハブベアリングと等速ジョイントが一体となった「一体型」と分離/再接合可能な「分離型」の2種類がある。



［一体型ハブジョイント］



［分離型ハブジョイント］

Vシリーズ アンギュラユニット

必要強度を保ちながら，
軽量化と**材料使用量削減**を同時に達成!!

特　長（従来品比）

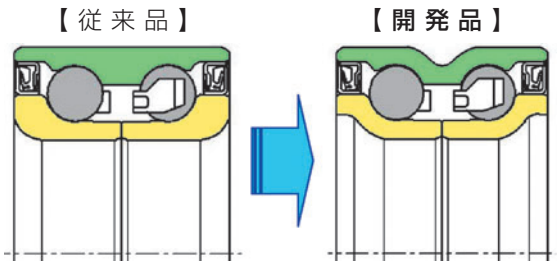
① 重　　量：12% 軽量化
② 材料使用量：30% 削減
③ 組　立　性：従来と同一工程で周辺部品との組立可能

用　途

● 自動車用ハブベアリング

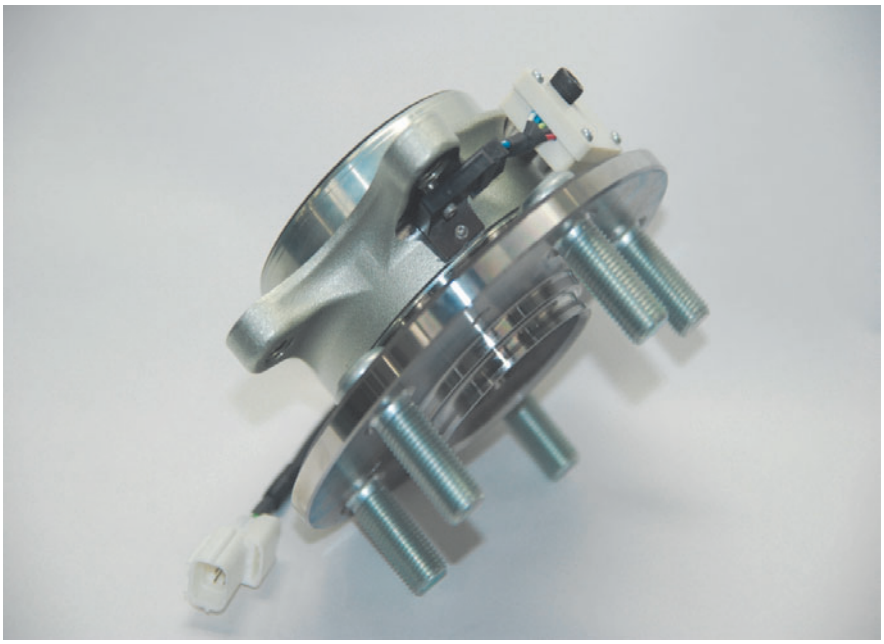
構　造

● 軽量形状：内輪，外輪に精密塑性加工を適用



荷重センサ内蔵ハブベアリング

車速0km/hから，リアルタイムに，
車両横滑り制御に重要なコーナリング力を検出！



特　長

① 車輪毎に取付けたセンサで，車両横滑り制御に重要なコーナリング力を検出可能

② コーナリング力検出の応答性向上

③ 車輪がロックした状態（車輪速ゼロ）でもコーナリング力の検出可能

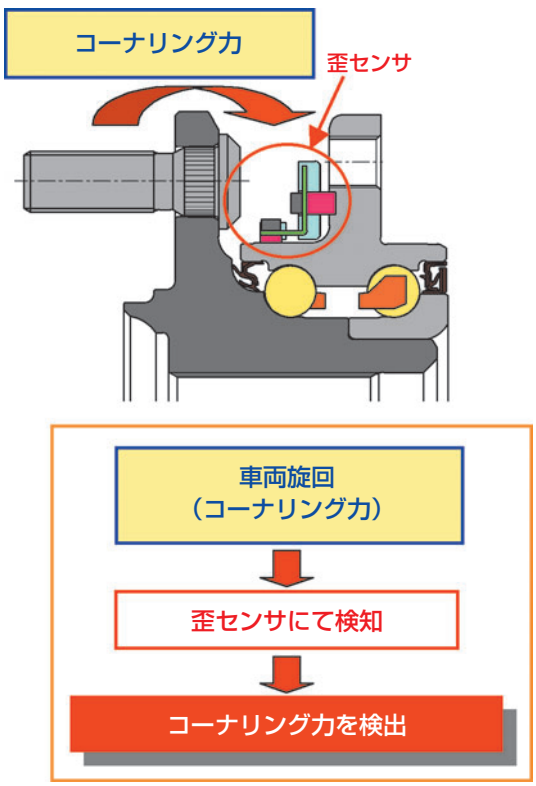
④ 荷重検出レンジ：−4kN～10kN

⑤ 検出精度：±3%FS(フルスケール)
実車における0.6G旋回相当時

用　途

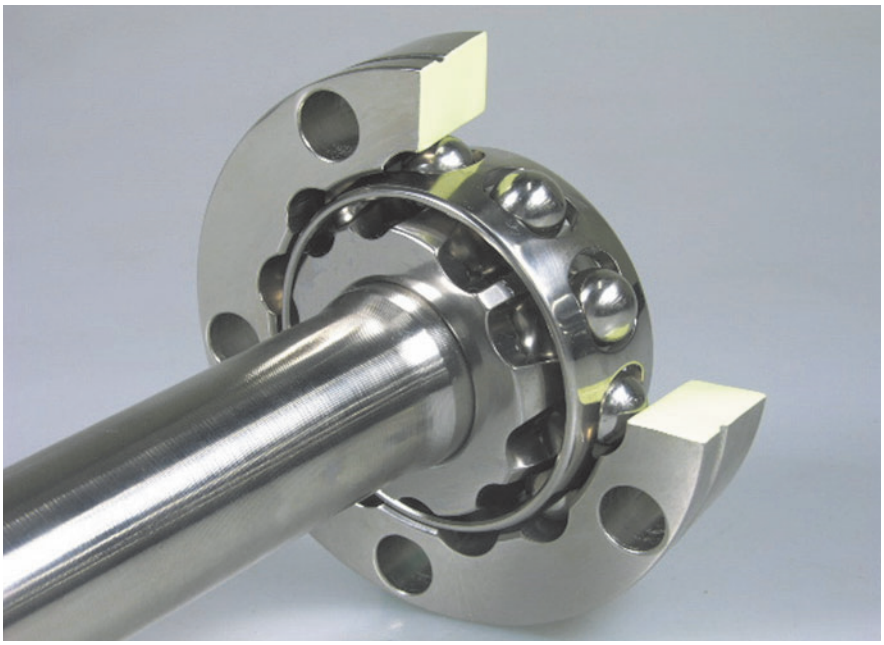
●乗用車用ハブベアリング

構　造



高効率・コンパクト等速ジョイント(ELJ)

小型・軽量で高効率なドライブシャフト用等速ジョイント



特　長（従来品比）

① 小型・軽量
　　外輪外径：　4%小型化
　　重　　量：18%軽量化

② 高効率
　　トルク損失率：50%低減

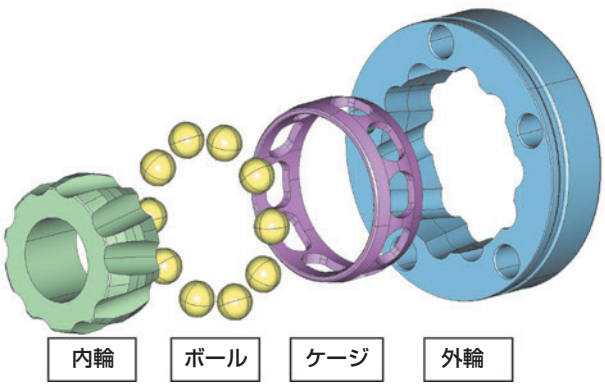
③ 低スライド抵抗
　　スライド抵抗：50%低減

用　途

●自動車用ドライブシャフト

構　造

●ボール数10個（従来6個）のクロスグルーブ型等速ジョイント



トランスミッション用『遊星ギアユニット』

高速化とコンパクト化を実現!!

特　長

① 高速回転対応：
毎分25,000回転（従来比47%UP）

② コンパクト化：
ギア幅20%コンパクト化
（寿命が従来同等の場合）

用　途

● 自動車用トランスミッション
（AT，CVT，ハイブリッドシステム）

給油レス チェーンテンショナ

エンジンからのオイル供給が不要！

特　長

① エンジンからのオイル供給が不要

② エンジン内のオイル配管が不要

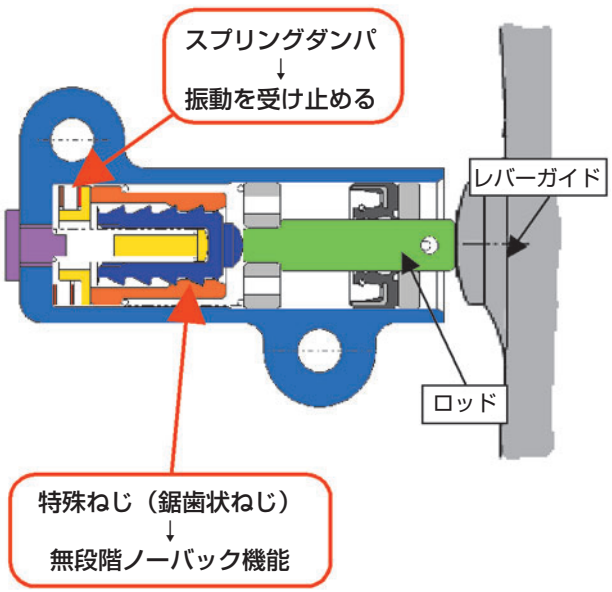
③ 張力調整機能は，従来の油圧式チェーンテンショナと同等

④ 無段階ノーバック機能を有する

＜無段階ノーバック機能＞

チェーンが張った状態でエンジン停止するとロッドが押し込まれる場合がある．この状態でエンジンを再起動し，チェーンが緩むとカムシャフトやクランクシャフトとの噛み合い部で音が発生するが，本商品はロッドが任意（無段階）の突出位置で保持（ノーバック）されるため，音の発生を防止できる．

構　造

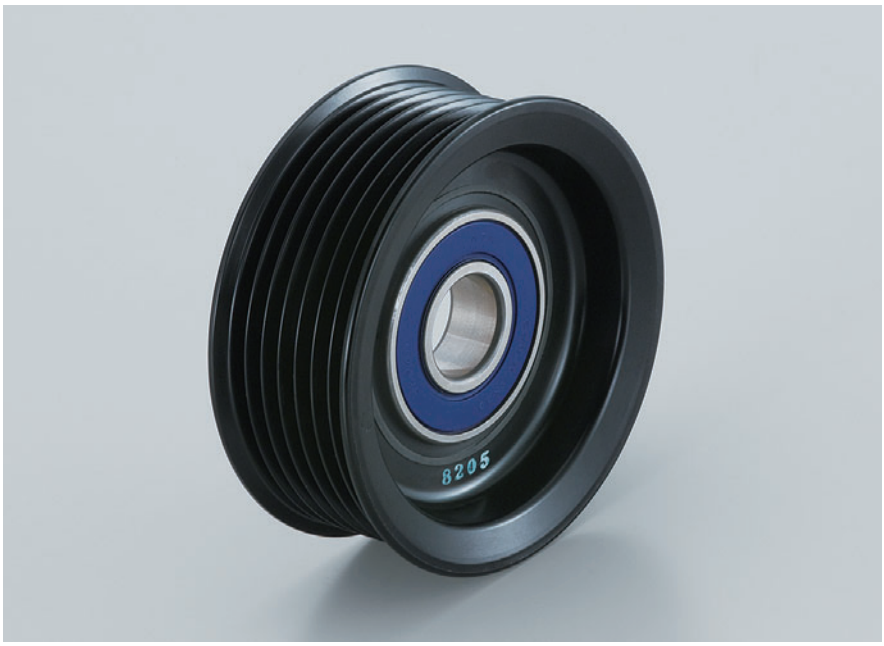


用　途

● 四輪車及び二輪車のタイミングチェーン用オートテンショナ

補機用高温樹脂プーリユニット

軽量で鉄プーリユニットと同等以上の寿命！



特　長

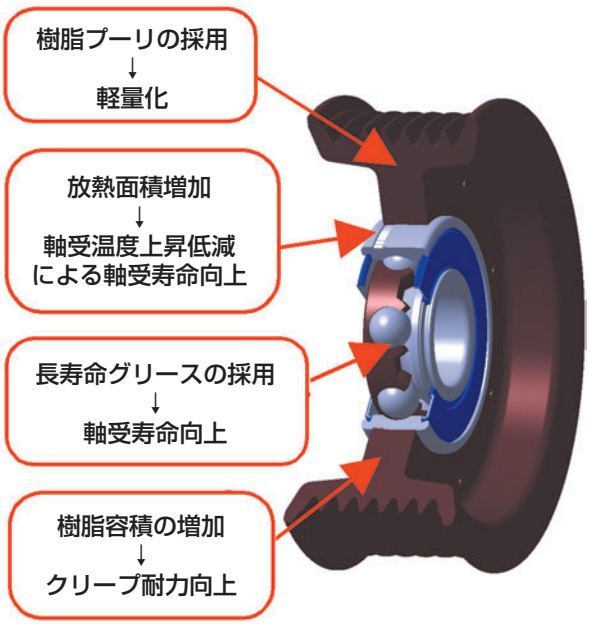
① 重量：65%低減
【従来の鉄プーリユニット比】

② 軸受寿命：2倍以上
③ クリープ耐力：2倍以上
【従来の樹脂プーリユニット比】

用　途

● 自動車の補機ベルト用アイドラプーリ

構　造［実現手段］



超高負荷容量円すいころ軸受

ころ本数ところ長さを極限まで増加し，大幅な小型・軽量化を可能に！

特　長

【同一寿命，同一剛性の場合】

① 軽量化：重量58%低減

② 小型化：外径17%，幅25%低減

【同一寸法の場合】

③ 高剛性化： 剛性16%向上

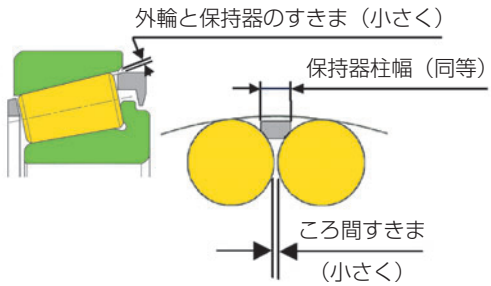
④ 長寿命化：5倍向上（清浄油潤滑下）

用　途

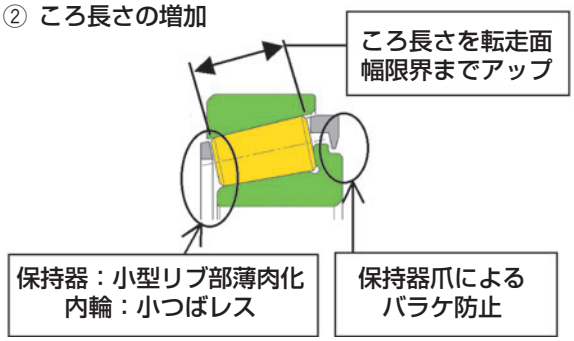
● 自動車のトランスミッション
　　デファレンシャルギア

構　造［実現手段］

① ころ数の増加



② ころ長さの増加



自動車エンジン向け　低フリクション対応ニードル軸受

約3%の燃費向上（10.15モード），オイルポンプやスタータの小型・軽量化が可能!!

特　長

① フリクション低減
　軸受回転トルクの低減： 約50%低減

② スタータの小型化が可能
　軸受起動トルクの低減：約90%低減

③ オイルポンプの小型化が可能
　必要潤滑油量1/10

① 車両の燃費向上：
　⇒ 10.15モードで約3%（机上検討）

② トータルとしてVA/VEが可能

構　造［実現手段］

●クランクシャフトサポート
- 外輪分割方法の開発により，外輪肉厚2mmまで低断面化
- 保持器は，エンジン用途専用設計による耐焼付性向上・保持器強度向上

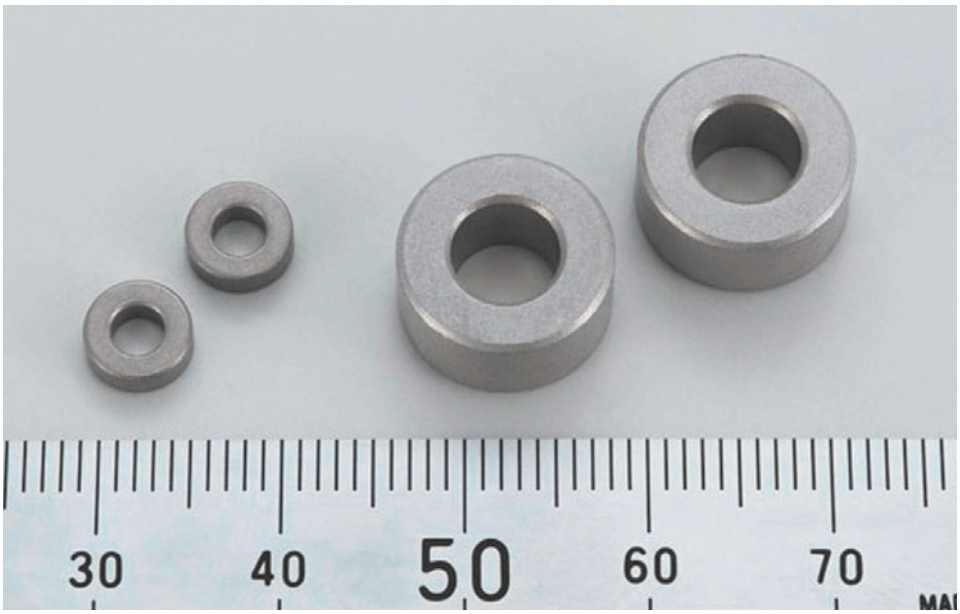
●カムシャフトサポート
- プレス外輪採用により，外輪肉厚0.6mmまで低断面化
- 外輪形状は，FEM解析を駆使した最適化により強度向上

用　途

● 自動車用エンジン（クランクシャフトとカムシャフトのサポート）

MnS配合ステンレス焼結含油軸受

耐蝕性・耐焼付性・耐摩耗性に優れる
低摩擦滑り軸受を開発・商品化!!



特　長

① 耐蝕性
母材にステンレス材を使用

② 耐焼付性・耐摩耗性
「MnS（硫化マンガン）」の配合により，硫黄系の潤滑膜が形成され，耐焼付性・耐摩耗性に優れる

用　途

●IT機器，自動車燃料ポンプ，医療機器，食品機器など

☆本商品は，名古屋市工業研究所との共同開発です。

構　造［実現手段］

【従来技術での課題】

① ステンレスを母材に黒鉛（C）、二硫化モリブデン（MoS_2）等を配合
⇒焼結時に化合物を生成し、硬度が母材より高く，相手軸を攻撃

② 潤滑剤として摺動性の良い鉛（Pb）を配合
⇒人体に有害物質として規制

【課題を克服した開発技術】

※ステンレスを母材に硫化マンガンを適度に配合
⇒硫化マンガンの硫黄により潤滑性・極圧性の高い膜が得られる

耐蝕性・耐焼付性・耐摩耗性に優れる